

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh tepelného čerpadla země-voda

Ground to Water Heat Pump Design

Student:

Bc. Dvořáček Jakub

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

Ostrava 2017

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Dvořáček**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**  
Téma: **Návrh tepelného čerpadla země-voda**  
**Ground to Water Heat Pump Design**  
Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekt systému vytápění a přípravy teplé vody ve vybraném rodinném domě s využitím tepelného čerpadla země-voda. Při návrhu vycházejte z konkrétních klimatických poměrů v dané lokalitě. Diplomová práce bude obsahovat:

1. Výpočet sezónní potřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody. Kapacitní a bilanční výpočty.
2. Konstrukční návrh tepelného čerpadla a zapojení TČ do stávajícího systému.
3. Stanovení environmentálního přínosu projektu a ekonomické vyhodnocení.

### Grafické práce:

Sestava tepelného čerpadla. Schéma systému vytápění a přípravy teplé vody. Dispoziční uspořádání.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KAMINSKÝ, J.; VRTEK, M. *Obnovitelné zdroje energie*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1998. 102 s. ISBN 80-7078-445-8.

DVOŘÁK, Z.; KLAZAR, L.; PETRÁK, J. *Tepelná čerpadla*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987. 339 s.

PETRÁK, J.; PETRÁK, M. *Tepelná čerpadla*. Praha: ČVUT Praha, 2004. 245 s. ISBN 80-01-03126-8.

TURNER, W. C. *Energy Management Handbook*. 5. vydání. Lilburn: The Fairmont Press, Inc., 1997. 400 s. ISBN: 0-13-728098-X.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. 2. vyd. New York: John Wiley & Sons Inc., 1992. 844 s. ISBN 0470030372.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....15.5.2014.....


.....Dvořák Jeleb.....

podpis studenta

### Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě.....15.5.2017



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Dvořáček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Vítězná 1167/17, Litovel, 784 01

## **Poděkování**

Začátkem bych chtěl především poděkovat své rodině a přítelkyni, kteří při mně pevně stáli po dobu celého studia. A podpořili mě při krušných chvílích během všech zkouškových období. Dále bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Mojmíru Vrtkovi, PhD. za ochotnou spolupráci a velmi cenné rady k vypracování diplomové práce.

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

DVOŘÁČEK, J. *Návrh tepelného čerpadla země-voda: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2017, 69 s. Vedoucí práce: Vrtek, M.

Ve své diplomové práci se zabývám návrhem tepelného čerpadla typu země-voda pro vytápění a přípravu teplé vody pro rodinný dům. V první části se věnuji stručnému historickému vývoji chladiv a tepelných čerpadel a jejich principu. Také se věnuji samotnému popisu zdroje tepla ze země a jeho způsobům uložení. V další části se zabývám celkovými tepelnými ztrátami domu a potřebou tepla pro vytápění a přípravu teplé vody. Ve výpočtové části se zabývám samotným výpočtem tepelného čerpadla a navržením jeho jednotlivých hlavních komponentů. V poslední části se zabývám napojením tepelného čerpadla do otopného systému a odhadem přínosu instalování tepelného čerpadla z ekonomického a environmentálního hlediska.

## **ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS**

DVOŘÁČEK, J. *Ground to water heat pump design: Diploma Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Energetics, 2015, 69 p. Supervisor: Vrtek, M.

In my diploma thesis, I deal with a design of a ground to water heat pump for heating and domestic hot water preparation for a family house. The first part deals with a brief historical development of refrigerants and heat pumps and their respective principles. In addition, it outlines the description of the heat source itself and its methods of storage. In the following part, I deal with total heat losses of the house and the need for heat for heating and preparation of hot water. In the calculations part, I deal with the calculation of the heat pump itself and the design of its individual main components. The last part of the thesis deals with a connection of the heat pump to the heating system and an estimation of the benefits of installing the heat pump from an economic and environmental point of view.

# Obsah

<b>1. Úvod</b>	<b>11</b>
<b>2. Historický vývoj chladiv a TČ</b>	<b>12</b>
<b>3. Tepelná čerpadla</b>	<b>13</b>
3.1 Princip tepelného čerpadla	13
3.2 Zdroj tepla země-voda	14
3.2.1 Horizontální zemní (plošné kolektory)	14
3.2.2 Slinky V, Slinky H	16
3.2.3 Vertikální zemní kolektory	17
3.3 Topný faktor COP, chladicí faktor	18
<b>4. Výpočet tepelných ztrát</b>	<b>19</b>
4.1 Popis objektu	19
4.2 Tepelná ztráta domu	20
4.2.1 Výpočet součinitele prostupu tepla jednotlivou vrstvou	21
4.2.2 Výpočet základní tepelné ztráty prostupem tepla	22
4.2.3 Výpočet průměrného součinitele prostupu tepla	22
4.2.4 Výpočet tepelné ztráty místností prostupem tepla $Q_p$	23
4.2.5 Výpočet tepelné ztráty větráním $Q_v$	23
4.2.6 Výpočet celkové tepelné ztráty $Q_c$	24
4.3 Výpočet potřeba tepla pro vytápění	24
4.4 Výpočet potřeby tepla pro TV	25
4.5 Výpočet celkové spotřeby tepla pro vytápění a přípravu TV	25
<b>5 Návrh tepelného čerpadla</b>	<b>26</b>
5.1 Volba chladiva	26
5.2 Výpočet oběhu tepelného čerpadla	26
5.3 Výpočet průměru potrubí	31
5.4 Volba jednotlivých komponentů tepelného čerpadla	34
5.4.1 Trubky Cu	34
5.4.2 Termostatický ventil - TEV	35
5.4.3 Presostat	36
5.4.4 Filtredehydrátor	37
5.4.5 Průhledítko	37
5.4.6 Sběrač kapalného chladiva	38

5.4.7	Kompresor .....	39
5.4.8	Výparník.....	41
5.4.9	Kondenzátor.....	42
<b>6.</b>	<b>Zapojení tepelného čerpadla do stávajícího systému .....</b>	<b>43</b>
6.1	Výpočet vrtů – hloubka, počet .....	43
6.2	Návrh hlavního příslušenství k TČ.....	44
6.2.1	Akumulační zásobník .....	44
6.2.2	Zásobník TV.....	45
6.2.3	Oběhová čerpadla.....	45
6.2.4	Sběrač a rozvaděč topného okruhu.....	46
6.2.5	Expanzní nádoba .....	47
<b>7.</b>	<b>Ekonomické zhodnocení .....</b>	<b>47</b>
7.1	Investiční náklady .....	47
7.2	Provozní náklady .....	49
7.2.1	Roční provozní náklady – plynový kotel.....	49
7.2.2	Roční provozní náklady – tepelné čerpadlo .....	50
7.3	Roční úspora .....	50
7.4	Doba návratnosti .....	51
7.5	Uspořené náklady.....	51
<b>8.</b>	<b>Environmentální zhodnocení .....</b>	<b>52</b>
<b>9.</b>	<b>Modelový výpočet tepelného čerpadla.....</b>	<b>53</b>
9.1	Základní parametry pro výpočet tepelného čerpadla .....	53
9.2	Meteorologická data.....	54
9.3	Základní příklady výpočtů.....	54
9.5	Výpočet chladicího faktoru .....	56
9.6	Výpočet topného faktoru pro TV = 55°C .....	58
<b>10.</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>60</b>
<b>11.</b>	<b>Použitá literatura .....</b>	<b>62</b>
<b>12.</b>	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>63</b>
<b>13.</b>	<b>Seznam výkresové dokumentace.....</b>	<b>63</b>



## Seznam použitého označení

Symbol veličiny	Veličina	Jednotka
$Q$	potřeba energie	[W]
$W$	celková roční spotřeba elektřiny	[W]
$\alpha_i$	součinitel přestupu tepla interiéru	[W/m <sup>2</sup> .K]
$\alpha_e$	součinitel přestupu tepla exteriéru	[W/m <sup>2</sup> .K]
$l_i$	tloušťka vrstvy konstrukce	[mm]
$\lambda_i$	součinitel tepelné vodivosti	[W/m.K]
$S_1, S_2, \dots S_n$	ochlazovaná část stavební konstrukce	[m <sup>2</sup> ]
$k_1, k_2, \dots k_n$	součinitel prostupu tepla	[W/m <sup>2</sup> .K]
$t_i$	výpočtová vnitřní teplota	[°C]
$t_{e1}, t_{e2}, \dots t_{en}$	výpočtová teplota prostředí na vnější straně konstrukce	[°C]
$\Sigma S$	celková plocha všech konstrukcí ohražující místnost	[m <sup>2</sup> ]
$t_e$	výpočtová venkovní teplota	[°C]
$Q_o$	základní tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
$p_1$	přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí	[-]
$p_2$	přirážka na urychlení zátoku	[-]
$p_3$	přirážka na světovou stranu	[-]
$V_v$	objemový tok větracího vzduchu	[m <sup>3</sup> /s]
$c_v$	objemová tepelná kapacita vzduchu	[J/m <sup>3</sup> .K]
$t_i$	výpočetní teplota vnitřní	[°C]
$t_e$	výpočetní teplota vnější	[°C]
$\dot{Q}_P$	tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
$\dot{Q}_V$	tepelná ztráta větráním	[W]
$Q_{Cmin}$	celková tepelná ztráta minimální	[kW]
$Q_c$	celková tepelná ztráta	[kW]
$k$	součinitel provozu tepelného čerpadla	[-]
$T_{IN}$	průměrná vnitřní teplota	[°C]
$T_{OUT}$	výpočtová venkovní teplota	[°C]

$T_{VZD}$	teplota venkovního vzduchu	[°C]
$q$	posunutí přímky – směrnice tečny a posunutí	[W]
$V$	objem zásobníku TV	[l]
$T_{DEN}$	doba chodu tepelného čerpadla	[hod]
$c_P$	měrná tepelná kapacita vody	[J/kg.K]
$T_{TV}$	teplota topné vody	[°C]
$T_{SV}$	teplota vstupní vody do vodovodu	[°C]
$h_1$	entalpie na vstupu do kompresoru	[kJ/kg]
$h_4$	entalpie mokré páry po expanzi v expanzním ventilu	[kJ/kg]
$h_2$	entalpie po kompresi v kompresoru (skutečná)	[kJ/kg]
$h_3$	entalpie kapaliny na konci kondenzace a po podchlazení v kondenzátoru	[kJ/kg]
$Q_t$	požadovaný topný výkon tepelného čerpadla	[kJ/kg]
$g_K$	hmotnostní topivost	[kJ/kg]
$a_{ie}$	Izoentropická měrná práce	[kJ/kg]
$g_K$	hmotnostní topivost	[kJ/kg]
$p_K$	kondenzační tlak	[kPa]
$p_0$	vypařovací tlak	[kPa]
$m$	hmotnostní průtok chladiva	[kg/s]
$q_K$	hmotnostní topivost	[kJ/kg]
$q_0$	hmotnostní chladivost	[kJ/kg]
$m$	hmotnostní průtok chladiva	[kg/s]
$a_{ie}$	Izoentropická měrná práce	[kJ/kg]
$\rho$	hustota chladiva	[kg/m <sup>3</sup> ]
$m$	hmotnostní průtok chladiva	[kg/s]
$m_{h1}$	hmotnostní průtok chladiva	[m <sup>3</sup> /h]
$V$	objem chladiva na 1 kg	[kg/m <sup>3</sup> ]
$w$	rychlost proudění	[m/s]
$v$	objemový průtok chladiva	[m <sup>3</sup> /h]

$S$	průřez potrubí	[m/s]
$Q_{CH}$	chladicí výkon	[W]
$q_E$	odebíraný výkon na 1 m pudy	[W/m]
$Q$	potřebný chladicí/topný výkon čerpadla	[W]
$\tau$	časová jednotka – hodina	[s]
$\rho$	hustota media	[kg/m <sup>3</sup> ]
$Q$	potřebný chladicí/topný výkon čerpadla	[m/s]
$cv$	měrná tepelná kapacita vody	[J/kg.K]
$\Delta t$	teplotní spád	[°C]
$CRN_{PK}$	celkové roční náklady - plynový kotel	[Kč]
$CRN_{TČ}$	celkové roční náklady - tepelné čerpadlo	[Kč]
$IN_{TČ}$	Investiční náklady na pořízení tepelného čerpadla	[Kč]
$DŽ$	Doba životnosti tepelného čerpadla	[rok]
$P_{TČ}$	Spotřeba elektrické energie	[GJ]
$P_{PK}$	Spotřeba zemního plynu	[m <sup>3</sup> ]
$T_{IN}$	průměrná vnitřní teplota	[°C]
$T_{TV}$	teplota otopné vody	[°C]
$T_{OUT}$	výpočtová venkovní teplota	[°C]
$T_{VZD}$	teplota venkovního vzduchu	[°C]
$\epsilon_{CH}$	chladicí faktor	[-]
$\epsilon_T$	topný faktor	[-]
$Q_V$	potřebné teplo pro vytápění	[Wh]
$P_V$	příkon kompresoru pro vytápění	[W]
$P_{OČ}$	příkon oběhových čerpadel	[W]
$Q_{TV}$	potřebné teplo pro ohřev TV	[Wh]
$\epsilon_{T55}$	topný faktor pro TV=55 °C	[-]

## **Seznam použitých zkratek**

TV	Teplá užitková voda
TČ	Tepelné čerpadlo
PK	Plynový kotel
TEV	Termostatický expanzní ventil
TZL	Tuhá znečišťující látka

## 1. Úvod

V poslední době roste znepokojení nad dopadem životního prostředí a obavy o vyčerpání fosilních paliv, mnoho lidí se snaží vyřešit problém o hospodárném využívání energie. Omezenost těchto zdrojů a problematika klimatických změn se staly důležitým tématem posledních let, kvůli snaze využít maximálního potenciálu z přírodních obnovitelných zdrojů energie. Jeden ze způsobů je pomocí tepelného čerpadla. Prostřednictvím tepelného čerpadla je geotermální energie transformována na energii pro vytápění rodinných domů. Právě roční výdaje za vytápění a ohřev TV jsou v našich domácnostech největšími výdaji. Každý majitel objektu se snaží snížit energetickou náročnost rodinného domu na minimum.

Obecně platí, že použití tepelných čerpadel v otopném systému je rozumné, pokud teplotní parametry teplotnosné látky jsou nízké. Nejjednodušším řešením v této situaci je spojit tepelné čerpadlo s podlahovým vytápěním.

Má diplomová práce se zabývá tepelným čerpadlem země/voda. V úvodu stručným přehledem o historii tepelných čerpadel, principu tepelných čerpadel, tepelnými ztrátami rodinného domu. Další část diplomové práce se zabývá samotnému návrhu tepelného čerpadla, které je navrhováno na stávající rodinný dům na Prostějovsku. V poslední části se zabývá zapojením tepelného čerpadla do stávajícího systému a v poslední řadě uvádí ekonomické a environmentální zhodnocení.

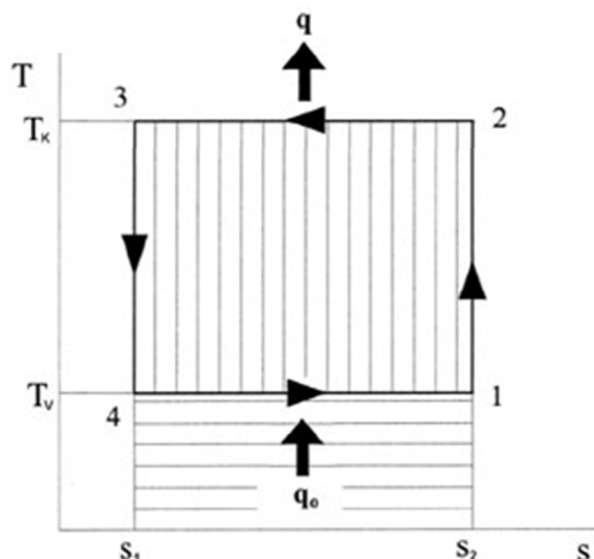
## 2. Historický vývoj chladiv a TČ

Tepelná čerpadla se v zahraničí používají již několik desítek let. Postupný nástup čerpadel je datován do roku 1980 v době ropné krize. Poté byl 10 let velký pokles instalací a následný útlum. Před rokem 1990 bylo v ČR nainstalováno jen několik kusů sloužících jako propagační důvody. Až po roce 1990 se u nás začaly objevovat skutečná tepelná čerpadla, která byla importována ze zemí, které již zkušenosti s tepelnými čerpadly měli: Švédsko, Německo a Rakousko. Největší nárůst instalací nastal po roce 2000. Rok 2000 se považuje u nás za rok 0. V tomto období dochází ke zvyšování cen energií a tepelná čerpadla se stávají finančně zajímavou investicí.

Jako vůbec první chladiva byly používány voda, dietyléter, metyléter, metylchlorid, oxid uhličitý, oxid siřičitý, a jiné. Až v roce 1859 vzniklo první absorpční zařízení na absorpčním principu pracující se čpavkem. Do domácností evidujeme používání chladicí techniky teprve počátkem dvacátých let 20. století. Nejvíce používaným chladivem byl hlavně čpavek a kysličník siřičitý. První použitelné čerpadlo bylo uvedeno do provozu roku 1924 ve Švýcarsku, jako chladivo byl použit oxid uhličitý. Poněkud většího rozšíření chladících zařízení bylo po roce 1932, kdy americká firma Kineric Chemical Inc. začala vyrábět první chladivo ze skupiny CFC, dichlordifluormetan obchodním názvem Freon R12. Chladiva se označovala písmenem R, následovala další chladiva R11, R13, R14. V roce 1935 byla nalezena chladiva skupiny HCFC „chlordifluormetan R22 a R502. Právě tyto dvě se staly základem pro celou řadu instalací. Tímto nastal velký rozmach používání bezpečných a nejedovatých látek, o kterých se nevědělo, jaký mají vliv na životní prostředí. Během let bylo vyrobeno statisíce těchto látek. Až v osmdesátých letech 20. století byl zjištěn negativní vliv těchto látek na ozónovou vrstvu Země. V dnešní době je ekologických chladiv celá řada. Chladivo R12, R22 a R502 se již pro nová nařízení nepoužívá. [1] [2] [3]

### 3. Tepelná čerpadla

Pojmem tepelné čerpadlo může být obecně definováno zařízením, kde přenos tepla je využit z nízkopotenciální energie. Poprvé v roce 1824 objevil francouzský fyzik Carnot termodynamický cyklus, v dnešní době známý jako Carnotův cyklus. Na obrázku č. 1 je zobrazen levotočivý Carnotův cyklus v T-S diagramu.

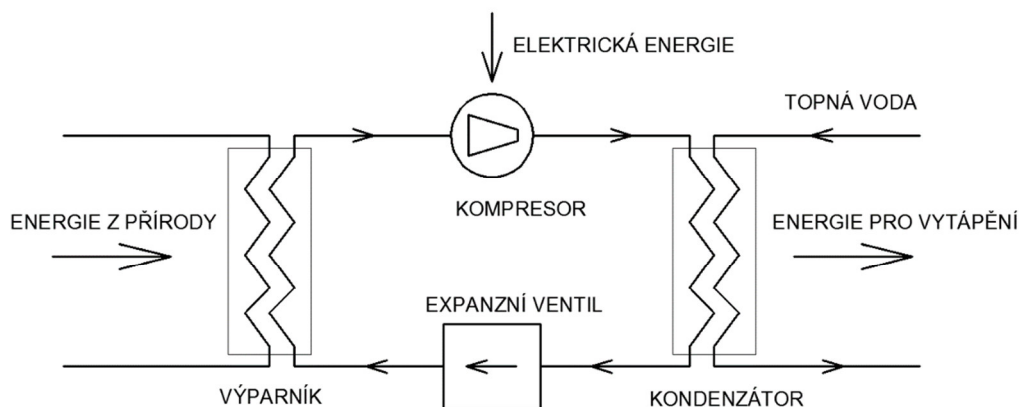


Obr. 1 Carnotův oběh

#### 3.1 Princip tepelného čerpadla

Najdeme málo definic tepelného čerpadla v literatuře, ale je důležité jedno z nich. Je to chladicí stroj pracující jako „lednička“, ale naopak.

Vstupní (primární) strana tepelného čerpadla obsahuje vždy výměník tepla tzv. výparník, zde se přivádí nízkopotenciální teplo z venku, pomocí vhodného teplonosného média (vzduch, voda nebo nemrznoucí směs), do jeho druhé poloviny se pomocí vysokého tlaku vstříkují kapalné chladivo z termostatického expanzního ventilu. Tlak ve výparníku TEV je nižší, tímto se kapalné chladivo rychle odpařuje. Tímto se celý výparník podchladí na teplotu nižší než teplota prostředí, ze kterého je odebíráno teplo (země). (1) V podstatě je dosaženo toho, že teplo ze studené strany ohřívá podchlazený plyn, tento ohřátý plyn je následně nasáván kompresorem. Kompresor plyn stlačí a ten se silně zahřeje (2). Stlačený plyn na výtlaku kompresoru dosáhne vyšší teploty než voda v topném systému, je veden do výstupní (sekundární) strany, která obsahuje výměník tzv. kondenzátor. Kondenzátorem proudí topná voda, zde se horký plyn zkapalní a předá teplo chladnější topné vodě (3). Ohřátá topná voda poté proudí do topné soustavy objektu. Kapalina je zpět vedena do expanzního ventilu (4). Celý cyklus běží spojitě stále dokola. [4] [5] [14]



Obr. 2 Obecné principiální schéma tepelného čerpadla

### 3.2 Zdroj tepla země-voda

Můžeme se setkat se dvěma způsoby odběru tepla ze země, a to odběr akumulované energie slunečního záření z povrchu nebo z hloubky. V těchto obou případech se jedná o použití uzavřených výměníků na vstupní (primární) straně tepelného čerpadla, které jsou naplněny nemrznoucí směsí. Půda je velice stabilní zdroj nízkopotenciální tepelné energie v průběhu celého roku. Uzavřený primární okruh má hlavní výhodu ve velmi nízkém potřebném výkonu oběhového čerpadla a stálé čistotě směsi. Dva hlavní faktory, které ovlivňují přenos tepla do zemního kolektoru, je plocha povrchu (faktor délky potrubí a jeho průměr) a tepelné vlastnosti půdy. Půdní kolektor pro tepelné čerpadlo země-voda lze instalovat vertikálně i horizontálně. Volba vertikálního nebo horizontálního směru závisí na dostupném místě, typu půdy a výkopových či vrtacích nákladech. Systémy s vertikálními kolektory jsou dražší než horizontální systémy, ale mají vysokou tepelnou účinnost a vyžaduje podstatně méně potrubí. [1] [15]

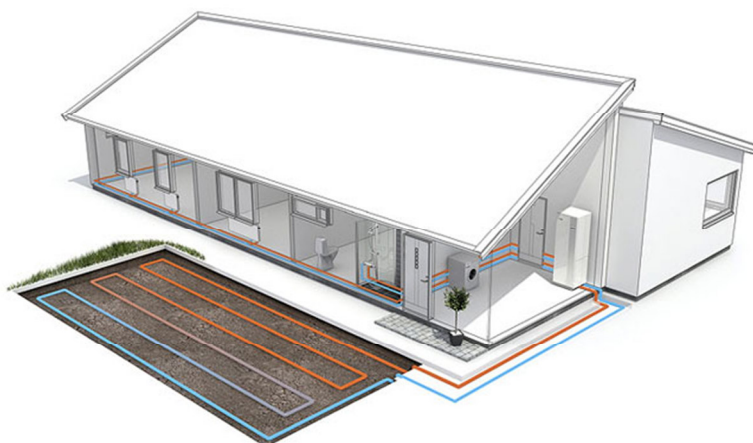
#### 3.2.1 Horizontální zemní (plošné kolektory)

Teplo je odebíráno z půdy v hloubce 2 m. Plošné kolektory jsou PE hadice naplněné solankou, které jsou v hloubce asi 1,5 – 2 m ve vzdálenosti asi 0,6 - 0,8 m od sebe. Průměr vnější těchto hadic bývá 32 mm nebo 40 mm. Síla stěny obvykle je asi 3 mm. Jednotlivé okruhy by neměly přesahovat 200 m, tyto okruhy by měly být stejně dlouhé a spojují se pomocí spojovacích armatur tzv. rozdělovačů. Rozdělovače jsou zhotoveny z plastu nebo také z kovu. Je doporučeno všechny hadice nejprve vést do objektu a tam je spojit. Udávaný výkon zemního kolektoru se pohybuje v mezích 20-25 W/m<sup>2</sup> plochy země. Touto mezí je doporučená plocha, ze které se teplo odebírá asi 3-4 x větší, než velikost vytápěné plochy. [1]



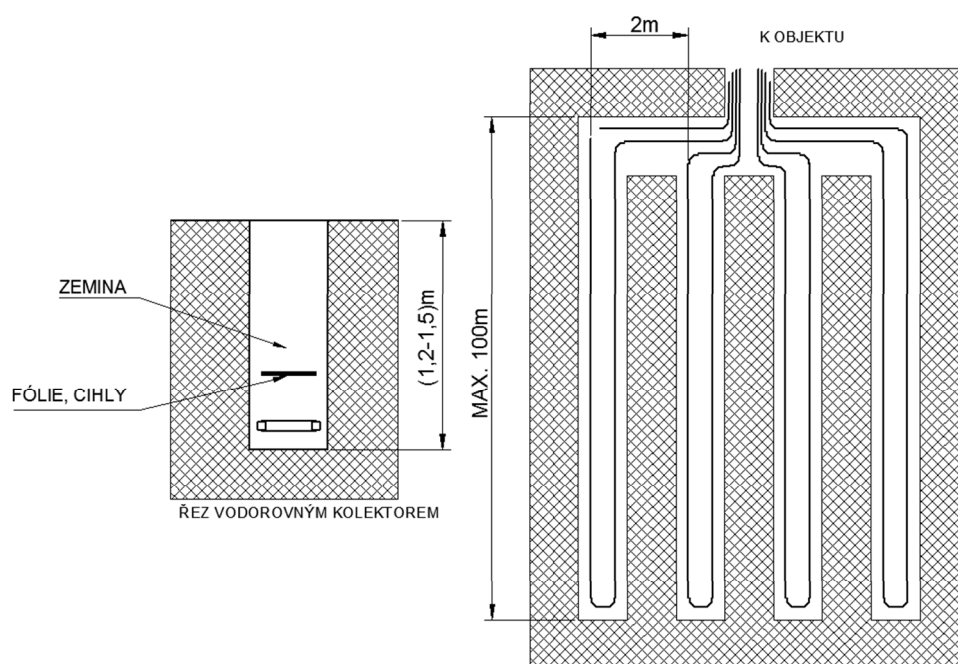
Druh půdy	Výkon W na 1 m potrubí	Délka m na 1 kW	Výkon W na 1 m <sup>2</sup>	Plocha m <sup>2</sup> na 1 kW
Suchá	6	160	10	100
Vlhká	12-18	55-85	20-30	33-50
Mokrá	25	40	35	29

Tab. 1 Orientační délky zemního kolektoru ve vztahu k výkonu



Obr. 3 Plošné kolektory tepelného čerpadla

Do objektu jsou přívodní hadice uloženy v nezámrazné hloubce. Po terénních úpravách není na povrchu půdy po instalaci kolektorů nic vidět, ale musíme brát zřetel, že to může mít negativní vliv na pěstování plodin a nad kolektory nesmí být sazeny dřeviny s hlubokými kořeny.

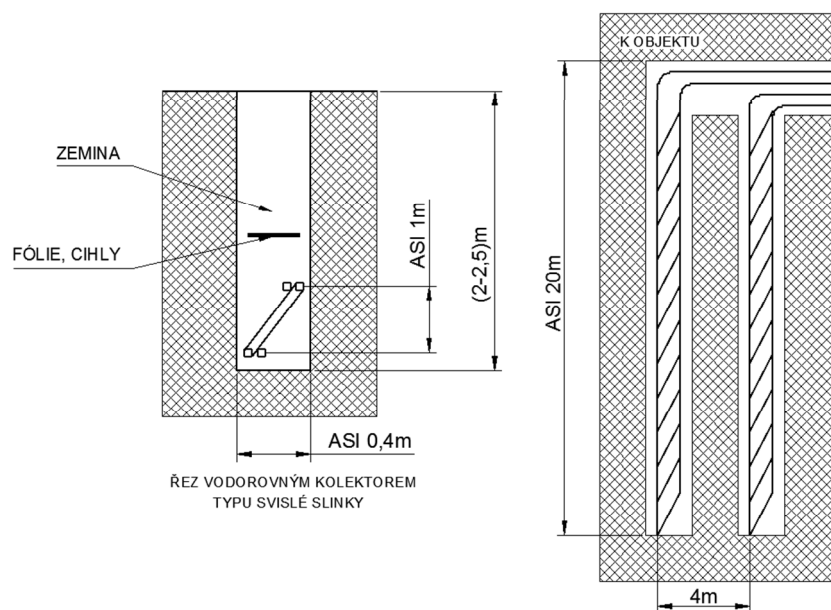


Obr. 4 Uspořádání plošného zemního kolektoru

### 3.2.2 Slinky V, Slinky H

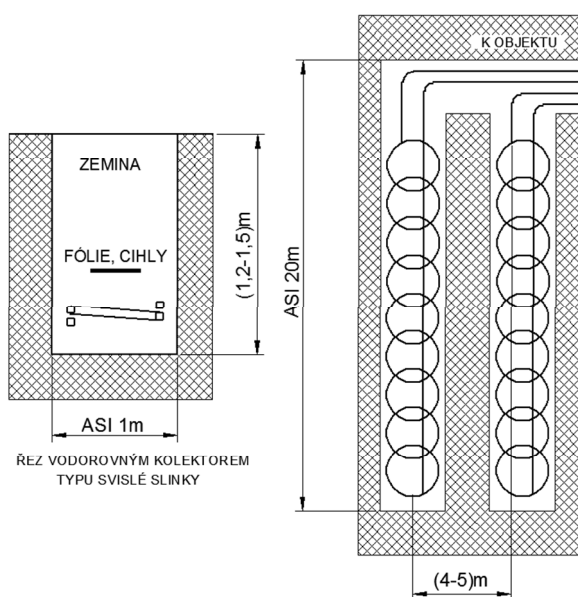
Ve výkopu je roztáhnuto svinuté kolo PE hadic. Při samotném roztahování svinuté hadice je vhodné vnikající smyčky v místech křížení svazovat. Na dno 1 metr širokého výkopu se ukládají slinky - horizontální H, nebo svisle do úzkého hlubšího výkopu - vertikální V.

Varianta slinky V je počítána s vyšším výkonem jedné sekce. Odebíraný výkon je až 1,8 - 2 kW na jednu sekci, která je složena z jedné plastové hadice o délce 200 m.



Obr. 5 Provedení zemního kolektoru typu „slinky V“

Varianta slinky H je počítána s výkonem jedné sekce asi 1,5 kW. Délka smyček jedné sekce je 200m. PE hadice má vnitřní průměr 25 mm a sílu stěny 3 mm.



Obr. 6 Provedení zemního kolektoru typu „slinky H“

Mezi další systémy existují tepelná čerpadla, která na vstupní (primární) straně nemají vnější plastový výměník a okruh se solankou, ale obsahují primární výměník v zemi který je tvořen přímo měděným výparníkem. Obvykle je tvořen z měkké měděné trubky o průměru asi 16 mm, ve které proudí chladivo a tímto je odběr tepla ze země účinnější. Přímou od výrobce je tento systém naplněn chladivem a měděná trubka se jen rozvine a uloží do připraveného výkopu. Toto provedení není příliš rozšířeno, bývá konstruováno jen pro malé výkony a spíše jako bivalentní. Hlavní výhodou je jednodušší zapojení. Tento systém nelze použít do svislých vrtů.

Všechny výše popsané kolektory svojí instalací zabírají velkou plochu pozemku, někdy to znamená dočasnou devastaci zahrady. [1]

### 3.2.3 Vertikální zemní kolektory

U vertikálních kolektorů je použit plastový výměník, vložený do hlubokého vrtu. Vrtky jsou malých průměrů, po vložení hadic jsou vyplněny vhodným materiálem. Systém vertikálních vrtů je více využíván v zahraničí než u nás. Výměník je opět tvořen PE hadicemi obvykle o průměru 32-40 mm a tloušťkou stěny 3 mm. Vytváří se smyčky označující se jako U pomocí speciální hlavice, která je navažena na konce hadic obvykle na dvě nebo na čtyři. Vrtky jsou vyvrtány obvykle na průměr okolo 150 mm a jejich hloubka bývá od 50 do 120 metrů, hloubka závisí na požadovaném výkonu a geologickém podlaží. Prostor kolem hadic je vyplněn plastickou směsí. Doporučená rozteč vrtů je minimálně 5 - 10 m. Teplota země v hloubce pod 10 m se během roku téměř nemění a je stabilní. V našich podmínkách se pohybuje okolo 10-12 °C.



Obr. 7 Zemní kolektory tepelného čerpadla

Hlavní výhodou vrtů jsou malé nároky na prostor, a to, že tento zdroj tepla je schopen celoročně pokrýt spotřebu tepla bez bivalentního bodu. Teplonosným médiem je solanka, jejíž teplota je nižší než 10 °C. V zimních měsících může u správně dimenzovaných kolektorů klesnout teplota pod 0°C. hluboké vrtý nejsou jednoduchá záležitost. Tyto vrtý provádí specializované firmy, od hloubky 30 m je potřeba souhlas příslušného báňského úřadu. Po vložení kolektorů je prázdný prostor vyplněn speciální tepelně vodivou směsí, která zajistí dokonalý přenos tepla. Přírodní hadice vedou v nezamrzlé hloubce do objektu k tepelnému čerpadlu. Je doporučeno provádět propojení hadic pomocí rozvaděče až v objektu z důvodu lepší plnitelnosti nemrznoucí směsí a odvzdušnění.

Hloubka vrtů závisí na mnoha faktorech např. složení podloží, množství podzemní vody. Je vhodné nejprve provést řádný geologický průzkum podloží. Zhotovení vrtů je finančně náročné. [6] [1]

Orientační ceny zhotovení vrtu:

- 1) Stavební projekt a hydrogeologický projekt (cca 6000-7000 Kč)
- 2) Vyřízení povolení na úřadech (1000 Kč)
- 3) Cena vrtu 800 – 1000 Kč/m

Druh podloží	Topný výkon W na 1m délky kolektoru	Hloubka m na 1kW topného
Suchá zemina	30	33
Normální pevná hornina	55	18
Hornina s velkou tepelnou vodivostí, jíly	80	13
Hornina s výskytem spodní vody	100	10

Tab. 2 Hloubky zemních kolektorů v závislosti na výkonu

### 3.3 Topný faktor COP, chladicí faktor

Efektivita práce tepelného čerpadla je charakterizována součinitelem transformace (COP). Koeficient výkonu (COP) je poměr mezi teplem vyrobeným a spotřebovanou elektrickou energií. Pro tepelné čerpadlo je vhodné používat kombinaci s podlahovým topením pro nižší výstupní teplotu topné vody. Z pravidla platí, čím větší topný faktor tím je zařízení ekonomičtější. V samotné praxi není důležitý samotný topný faktor, ale dlouhodobý topný faktor. Který stanovíme dlouhodobým měřením, do příkonu musí být zahrnuta veškerá energie.

$$COP_{topný} = \frac{Q}{W} \quad (1)$$

Kde:

Q                      potřeba tepelné energie                      [W]

W                      celková roční spotřeba elektřiny                      [W]

## 4. Výpočet tepelných ztrát

Tepelná ztráta celého domu je brána jako součet tepelných ztrát všech konstrukcí plus tepelné ztráty infiltrací a větráním. Výpočet byl proveden dle dnes již zrušené normy ČSN 06 0210. Tato norma se i přes zrušení nadále používá pro orientační výpočty a je na ni nastaveno mnoho výpočtových programů tepelných ztrát budov. [7]

### 4.1 Popis objektu

Rodinný dům, pro který je tepelné čerpadlo navrhováno se nachází v obci Krumsín v okrese Prostějov (Olomoucký kraj). Jedná se o dům umístěný v původní řadové zástavbě. Dům má sedlovou střechu a je nepodsklepen. Dům je zateplen polystyrénem o tloušťce 10 cm a má plastová okna. V domě je využíváno podlahové vytápění. Stávající vytápění objektu je pomocí plynového kotle.



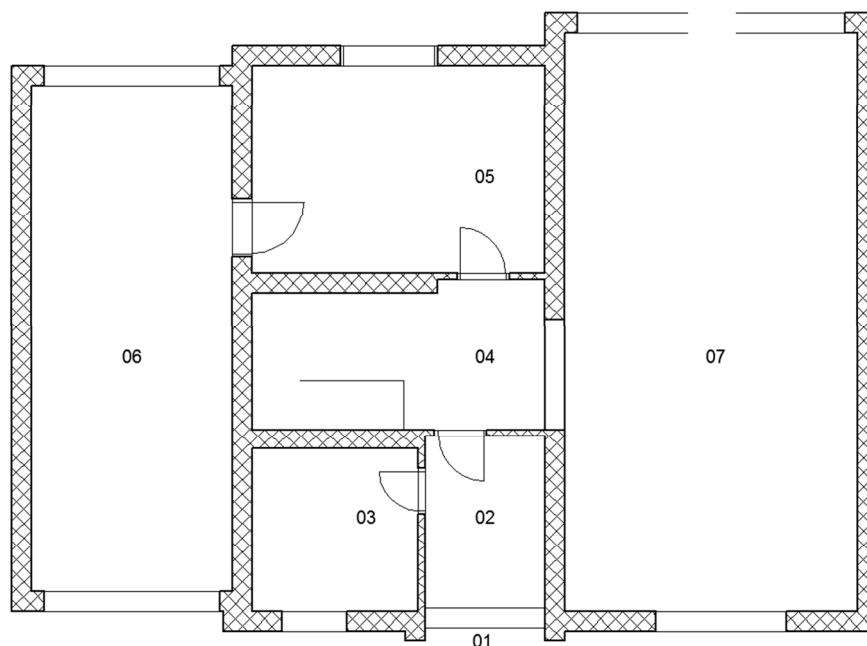
Obr. 8 Fotografie domu

## 4.2 Tepelná ztráta domu

Výpočet tepelné ztráty je počítán na jednotlivé místnosti domu včetně všech potřebných údajů o materiálovém složení zdiva a jeho koeficientu prostupu tepla. Jednotlivé místnosti jsou sečteny, tím získáme součet všech tepelných ztrát s ohledem na ztráty větráním a je snížena o trvalé tepelné zisky.

### Základní data o objektu:

Lokalita	Krumstín	
Nadmořská výška	312	m n. m.
Venkovní výpočtová teplota	-15	°C
Průměrná venkovní teplota	3,4	°C
Délka otopného období	220	dní
Průměrná výpočtová vnitřní teplota	18	°C
Celková plocha budovy	195	m <sup>2</sup>
Součinitel prostupu tepla pro obvodové zdi	k	0,252 W/m <sup>2</sup> .K
Tepelná ztráta prostupem tepla	Q <sub>P</sub>	4,614 kW
Tepelná ztráta větráním	Q <sub>VET</sub>	2,161 kW
Celková tepelná ztráta	Q <sub>C</sub>	6,776 kW



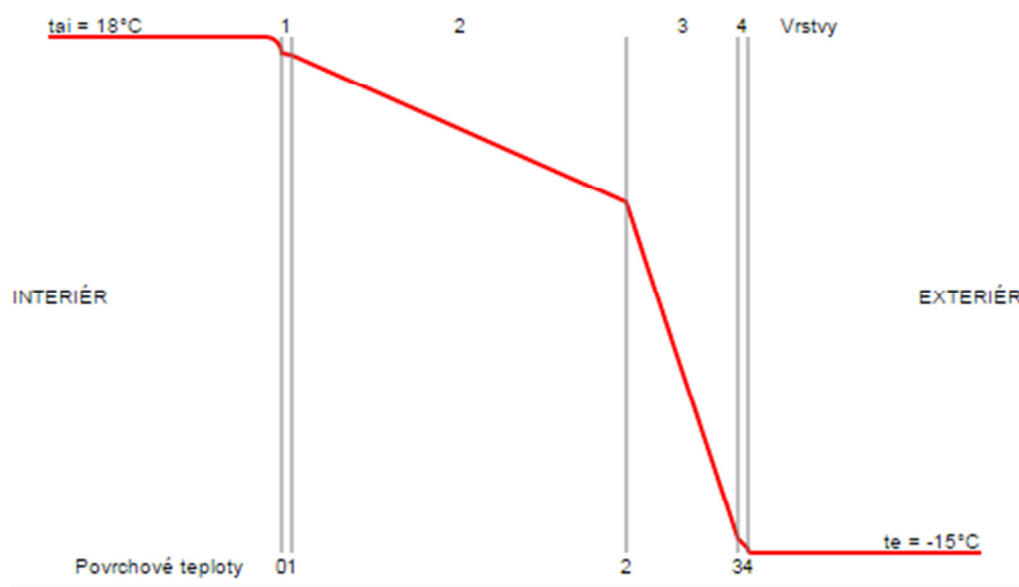
Obr. 9 Schéma půdorysu domu

#### 4.2.1 Výpočet součinitele prostupu tepla jednotlivou vrstvou

Výpočet součinitele prostupu tepla  $k$ , pro obvodové zdi je počítán dle ČSN 06 0210. Do výpočtu je uvažováno s jednotlivými materiály zdiva a jejich součiniteli.

Materiál	Tloušťka vrstvy $l$ [m]	Součinitel tepelné vodivosti $\lambda$ [W/mK]
Jádrová omítka vápencocementová	0,01	0,990
Cihla POROTHERM 30 P+D -P15	0,30	0,250
Fasádní polystyren – EPS 100 F	0,10	0,037
omítka perlitová	0,01	0,130

Tab. 3 Materiálové složení obvodové stěny



Obr. 10 Prostup tepla obvodovou stěnou

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (2)$$

Kde:

$\alpha_i$	součinitel přestupu tepla interiéru	[W/m <sup>2</sup> ·K]
$\alpha_e$	součinitel přestupu tepla exteriéru	[W/m <sup>2</sup> ·K]
$l_i$	tloušťka vrstvy konstrukce	[mm]
$\lambda_i$	součinitel tepelné vodivosti	[W/m·K]

#### 4.2.2 Výpočet základní tepelné ztráty prostupem tepla

Výpočet tepelné ztráty prostupem tepla  $Q_o$  je počítán jako součet tepelných toků prostupem tepla v ustáleném stavu jednotlivými konstrukcemi ohraničující vytápěnou místnost do prostředí venkovního nebo do sousedních místností.

$$\dot{Q}_o = k_1 \cdot S_1 \cdot (t_i - t_{e1}) + k_2 \cdot S_2 \cdot (t_i - t_{e2}) + \dots + k_n \cdot S_n \cdot (t_i - t_{en}) \text{ [W]} \quad (3)$$

Kde:

$S_1, S_2, \dots, S_n$  ochlazovaná část stavební konstrukce [m<sup>2</sup>]

$k_1, k_2, \dots, k_n$  součinitel prostupu tepla [W/m<sup>2</sup>.K]

$t_i$  výpočtová vnitřní teplota [°C]

$t_{e1}, t_{e2}, \dots, t_{en}$  výpočtová teplota prostředí na vnější straně konstrukce [°C]

#### 4.2.3 Výpočet průměrného součinitele prostupu tepla

Jednotlivé součinitele tepla jsou počítány dle stanovené konstrukce nebo odečteny z technické zprávy domu.

$$k_c = \frac{\dot{Q}_o}{\sum S \cdot (t_i - t_e)} \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (4)$$

Kde:

$\sum S$  celková plocha všech konstrukcí ohražující místnost [m<sup>2</sup>]

$t_i$  výpočtová vnitřní teplota [°C]

$t_e$  výpočtová venkovní teplota [°C]

Ochlazovaná vrstva	Součinitel prostupu tepla k (W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )
Obvodová stěna se zateplením	0,252
Okna – izolační dvojsklo	1,200
Dveře – vstupní plastové	1,700
Podlaha	0,404
Střecha	0,234
Strop nad podkrovím	0,233

Tab. 4 Součinitel prostupu tepla



#### 4.2.4 Výpočet tepelné ztráty místností prostupem tepla $Q_P$

Výpočet tepelné ztráty je počítán součinem základní tepelné ztráty prostupem tepla a součtem jednotlivých přírážek, přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí  $p_1$ , na urychlení zápalu  $p_2$ , na světovou stranu  $p_3$ . Ve výpočtu s přírážkou na urychlení zápalu nepočítám. S touto přírážkou počítáme pouze v případech, kdy při nejnižších venkovních teplotách nelze zajistit nepřerušovaný provoz vytápění. S přírážkou na světovou stranu také nepočítám z důvodu řadového domu. [7]

Přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí  $p_1$ , se stanoví ze vztahu

$$p_1 = 0,15 \cdot k_c \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_P = \dot{Q}_O \cdot (1 + p_1 + p_2 + p_3) \text{ [W]} \quad (6)$$

Kde:

$Q_0$	základní tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
$p_1$	přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí	[-]
$p_2$	přírážka na urychlení zátoku	[-]
$p_3$	přírážka na světovou stranu	[-]

#### 4.2.5 Výpočet tepelné ztráty větráním $Q_V$

Výpočet tepelné ztráty větráním dle vzorce

$$\dot{Q}_{VET} = c_v \cdot V_v \cdot (t_i - t_e) \text{ [W]} \quad (7)$$

Kde:

$V_v$	objemový tok větracího vzduchu	[m <sup>3</sup> /s]
$c_v$	objemová tepelná kapacita vzduchu dle normy	[J./m <sup>3</sup> .K]
$t_i$	výpočetní teplota vnitřní	[°C]
$t_e$	výpočetní teplota vnější	[°C]

#### 4.2.6 Výpočet celkové tepelné ztráty $Q_C$

Tepelná ztráta  $Q_C$  se vypočítá součtem tepelné ztráty prostupem tepla všemi konstrukcemi a tepelné ztráty větráním.

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_P + \dot{Q}_V - \dot{Q}_Z \quad (8)$$

Kde:

$\dot{Q}_P$  tepelná ztráta prostupem tepla [W]

$\dot{Q}_V$  tepelná ztráta větráním [W]

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_P + \dot{Q}_V = 4615,908 + 2161,044 = 6775,952 \text{ W}$$

#### 4.3 Výpočet potřeba tepla pro vytápění

Výpočet roční spotřeby tepla pro vytápění, je brán za délku otopného období, která musí zajistit předepsané vnitřní klima. Je dána celkovou tepelnou ztrátou budovy a klimatickými podmínkami v daném místě. Výpočet je proveden v programu Excel, ve kterém mám jednotlivé venkovní teploty pro danou hodinu v roce. Pro vzorový výpočet jsem zvolil den 15. 2. a hodinu 15:00, která má venkovní teplotu vzduchu -7,8 °C.

$$Q_{VYT,HOD} = \frac{[Q_{Cmin} - (Q_C \cdot k)]}{T_{IN} - T_{OUT}} \cdot T_{VZD} + q \quad (9)$$

Kde:

$Q_{Cmin}$  celková tepelná ztráta minimální [kW]

$Q_C$  celková tepelná ztráta [kW]

$k$  součinitel provozu tepelného čerpadla [-]

$T_{IN}$  průměrná vnitřní teplota [°C]

$T_{OUT}$  výpočtová venkovní teplota [°C]

$T_{VZD}$  teplota venkovního vzduchu [°C]

$q$  posunutí přímky – směrnice tečny a posunutí [W]

$$\begin{aligned} Q_{VYT,HOD} &= \frac{[Q_{Cmin} - (Q_C \cdot k)]}{T_{IN} - T_{OUT}} \cdot T_{VZD} + q = \frac{[0 - (6,776 \cdot 1,09)]}{18 - (-15)} \cdot (-7,8) + 4031,97 \\ &= 5779,16 \text{ Wh} \end{aligned}$$

Roční potřeba tepla pro vytápění je vypočítána jako roční součet hodinových potřeb energie pro vytápění, činí **15 754 kW**.

#### 4.4 Výpočet potřeby tepla pro TV

Při výpočtu roční potřeby tepla pro TV uvažujeme, že dům je obýván 4 osobami při průměrné spotřebě TV na osobu 50 l. V objektu je zvolen zásobník na TV o objemu 200l. Teplota vstupní vody do vodovodu závisí na ročním období a pohybuje se od 7,6 °C do 15,5 °C. Výpočet je proveden v programu Excel, ve kterém mám jednotlivé teploty vody pro danou hodinu v roce. Pro vzorový výpočet jsem zvolil den 15.2 a hodinu 15:00, který má teplotu vstupní vody 7,6 °C.

$$Q_{TV,HOD} = \frac{\frac{V}{\tau_{DEN}} \cdot C_P \cdot (T_{TV} - T_{SV})}{3600} \quad (10)$$

Kde:

V	objem zásobníku TV	[l]
T <sub>DEN</sub>	doba chodu tepelného čerpadla	[hod]
C <sub>P</sub>	měrná tepelná kapacita vody	[J/kg.K]
T <sub>TV</sub>	teplota topné vody	[°C]
T <sub>SV</sub>	teplota vstupní vody do vodovodu	[°C]

$$Q_{TV,HOD} = \frac{\frac{V}{\tau_{DEN}} \cdot C_P \cdot (T_{TV} - T_{SV})}{3600} = \frac{\frac{200}{24} \cdot 4200 \cdot (55 - 7,6)}{3600} = 460,41 \text{ W}$$

Roční potřeba tepla pro ohřev TV je vypočítána jako roční součet hodinových potřeb energie pro ohřev TV, činí **3 700 kW**.

#### 4.5 Výpočet celkové spotřeby tepla pro vytápění a přípravu TV

$$Q_r = Q_{VYT,R} + Q_{TV,R} = 15754 + 3700 = 19454 \text{ kWh}$$

## 5 Návrh tepelného čerpadla

Tato kapitola je věnována návrhu tepelného čerpadla země-voda. Nízkopotenciální teplo je odebíráno ze země. Dům nemá velký pozemek pro zhotovení horizontálních kolektorů, proto jsem zvolil vertikální kolektor – vrt. Návrh tepelného čerpadla jsem vypracoval pomocí programu Excel, EES, a dle rad svého vedoucího diplomové práce.

### 5.1 Volba chladiva

Nositelem energie v tepelném čerpadle je právě chladivo, bez kterého by systém nefungoval. U tepelných čerpadel můžeme využít jen některá chladiva. V tomto případě je zvoleno chladivo typu R407C. Chladivo R407C patří do skupiny zeotropních chladiv, skládají se ze směsi obvykle 2 až 4 druhů chladiv, které mají během fázové přeměny páry na kapalinu proměnné složení. Patří do skupiny HFC. Složení chladiva se skládá ze směsí R32, R125, R134a v poměru 23/25/52%. Toto chladivo je výhradně používáno jen s oleji POE. Bod varu je při atmosférickém tlaku  $-43,9^{\circ}\text{C}$ . R407C má podobné termodynamické vlastnosti jako chladivo R22, ale má o něco vyšší tlaky. Chladivo je plněno pouze v kapalně formě. [1]

Vzhled	Bezbarvý plyn
skupenství	Plynné při $20^{\circ}\text{C}$
Barva	bezbarvý
zápach	Lehce etherický
Hodnota pH	7 neředěno
Relativní hustota	$1,16 \text{ g/cm}^3$ při $21,1^{\circ}\text{C}$
Tlak páry	$10,769 \text{ hPa}$ při $21,1^{\circ}\text{C}$
Rozpustnost ve vodě	$1,5 \text{ g/l}$

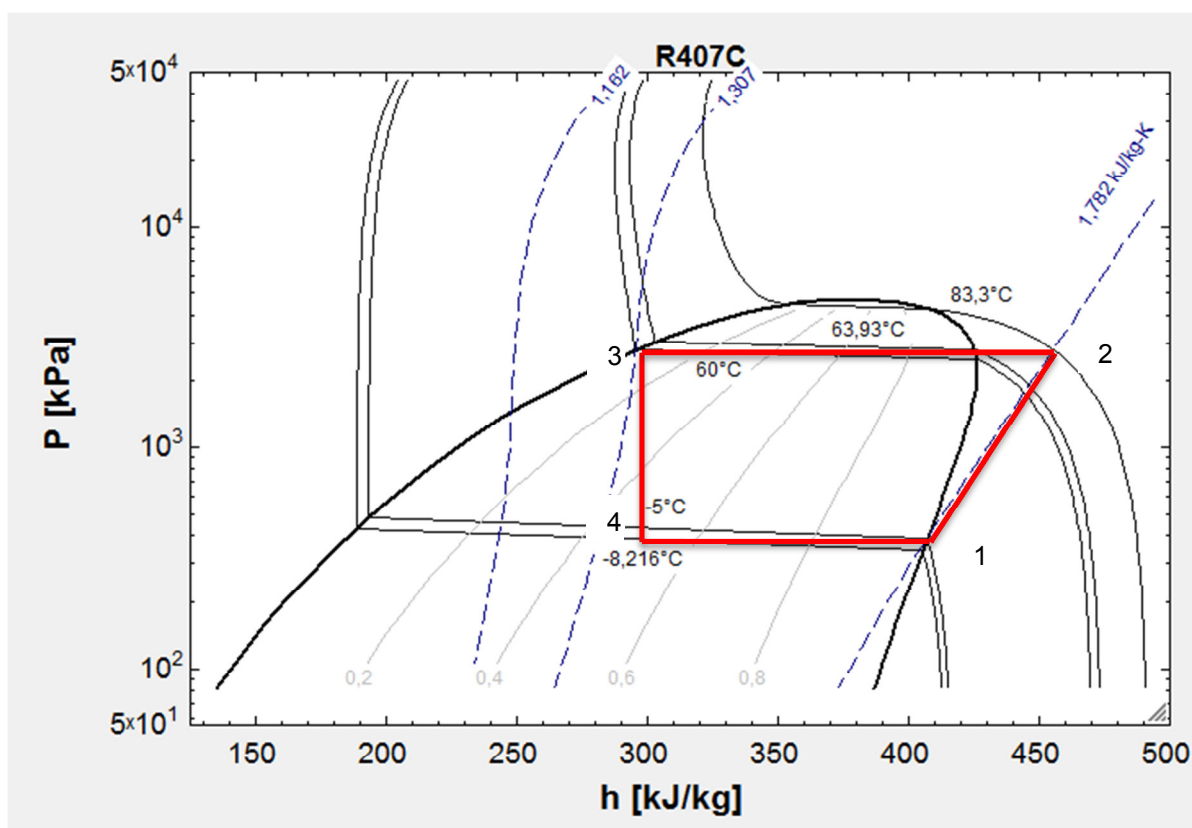
Tab. 5 Základní fyzikální vlastnosti chladiva R407c

### 5.2 Výpočet oběhu tepelného čerpadla

Výpočet oběhu je počítán na tepelné čerpadlo země-voda. Výpočet je proveden pomocí výpočtového programu Engineering Equation Solver (EES). Přehled základních hodnot zadávaných do programu jsou uvedeny v tabulce 6. Vypočítané entalpie pomocí programu EES jsou uvedeny v tabulce 7. [8]

Topný výkon	$Q_t = 8 \text{ kW}$
Vypařovací teplota	$T_v = -5^{\circ}\text{C}$
Kondenzační teplota	$T_k = 60^{\circ}\text{C}$
Přehřátí v sání	$5 \text{ K}$
Podchlazení	$4 \text{ K}$

Tab. 6 Vstupní hodnoty



Obr. 11 P-h diagram

Vypočtené entalpie	
Vstup do kompresoru	$h_1 = 406,9 \text{ kJ/kg}$
Po kompresi v kompresoru (skutečná)	$h_2 = 455,5 \text{ kJ/kg}$
Po kompresi v kompresoru (teoretická)	$h_{23} = 425,3 \text{ kJ/kg}$
Kapaliny na konci kondenzace, po podchlazení v kondenzátoru	$h_3 = 295 \text{ kJ/kg}$
Mokré páry po expanzi v expanzním ventilu	$h_4 = 295 \text{ kJ/kg}$

Tab. 7 Vypočtené entalpie pomocí programu EES

Tlak	
Vypařovací tlak	$P_0 = 385 \text{ kPa}$
Kondenzační tlak	$P_k = 2769 \text{ kPa}$

Tab. 8 Vypočtené tlaky pomocí programu EES

### Hmotnostní chladivost

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (11)$$

Kde:

$h_1$       entalpie na vstupu do kompresoru      [kJ/kg]

$h_4$       entalpie mokré páry po expanzi v expanzním ventilu      [kJ/kg]

$$q_0 = h_1 - h_4 = 406,9 - 295 = 111,9 \text{ kJ/kg}$$

### Hmotnostní topivost

$$q_K = h_2 - h_3 \quad (12)$$

Kde:

$h_2$       entalpie po kompresi v kompresoru (skutečná)      [kJ/kg]

$h_3$       entalpie kapaliny na konci kondenzace  
a po podchlazení v kondenzátoru      [kJ/kg]

$$q_K = h_2 - h_3 = 455,5 - 295 = 160,5 \text{ kJ/kg}$$

### Izoentropická měrná práce

$$a_{ie} = h_2 - h_1 \quad (13)$$

Kde:

$h_1$       entalpie na vstupu do kompresoru      [kJ/kg]

$h_2$       entalpie po kompresi v kompresoru (skutečná)      [kJ/kg]

$$a_{ie} = h_2 - h_1 = 455,5 - 406,9 = 48,6 \text{ kJ/kg}$$

### Hmotnostní průtok chladiva

$$m = \frac{Q_{-t}}{q_K} \quad (14)$$

Kde:

$Q_{-t}$  požadovaný topný výkon tepelného čerpadla [kJ/kg]

$g_K$  hmotnostní topivost [kJ/kg]

$$m = \frac{Q_{-t}}{q_K} = \frac{8}{160,4} = 0,04986 \text{ kg/s}$$

### Ideální topný faktor

$$\varepsilon_T = \frac{q_K}{a_{ie}} \quad (15)$$

Kde:

$a_{ie}$  Izoentropická měrná práce [kJ/kg]

$g_K$  hmotnostní topivost [kJ/kg]

$$\varepsilon_T = \frac{q_K}{a_{ie}} = \frac{160,4}{48,6} = 3,306$$

### Kompresní poměr

$$\sigma = \frac{p_K}{p_0} \quad (16)$$

Kde:

$p_K$  kondenzační tlak [kPa]

$p_0$  vypařovací tlak [kPa]

$$\sigma = \frac{p_K}{p_0} = \frac{2769}{385} = 7,193$$

### Topný výkon

$$Q_t = m \cdot q_K \quad (17)$$

Kde:

m            hmotnostní průtok chladiva            [kg/s]

q<sub>K</sub>           hmotnostní topivost            [kJ/kg]

$$Q_t = m \cdot q_K = 0,04986 \cdot 160,4 = 8 \text{ kW}$$

### Chladicí výkon

$$Q_{ch} = m \cdot q_0 \quad (18)$$

Kde:

m            hmotnostní průtok chladiva            [kg/s]

q<sub>0</sub>           hmotnostní chladivost            [kJ/kg]

$$Q_{ch} = m \cdot q_0 = 0,04986 \cdot 111,9 = 5,58 \text{ kW}$$

### Izoentropický příkon

$$P_{ie} = m \cdot a_{ie} \quad (19)$$

Kde:

m            hmotnostní průtok chladiva            [kg/s]

a<sub>ie</sub>           Izoentropická měrná práce            [kJ/kg]

$$P_{ie} = m \cdot a_{ie} = 0,04986 \cdot 48,52 = 2,42 \text{ kW}$$



Hodnoty vypočtených entropií a vypočtených teplot z programu EES pro oběh tepelného čerpadla jsou uvedeny v tabulkách č. 9,10.

Entropie	
Vstup do kompresoru	S1=1,782 kJ/kg.K
Kapaliny na konci kondenzace, po podchlazení v kondenzátoru	S3=1,307 kJ/kg.K
Mokrě páry po expanzi v expanzním ventilu	S4=1,162 kJ/kg.K

**Tab. 9 vypočtené entropie pomocí programu EES**

Teploty	
Páry na vstupu do kompresoru	T1= -5 °C
Páry po kompresi v kompresoru (skutečná)	T2= 83,3 °C
Páry po kompresi v kompresoru (teoretická)	T23=63,93 °C
Kapaliny na konci kondenzace, po podchlazení v kondenzátoru	T3=60 °C
Mokré páry po expanzi v expanzním ventilu	T4= -8,216 °C

**Tab. 10 Vypočtené teploty pomocí programu EES**

### 5.3 Výpočet průměru potrubí

Pro výpočet jsem nejprve musel určit z termodynamických vlastností chladiva R407C hodnoty specifických hmotností pro dané teploty a skupenství.

	Hustota chladiva
Pára – sací potrubí	$\rho_1 = 16,52 \text{ kg/m}^3$
Pára- výtlačné potrubí	$\rho_2 = 111,1 \text{ kg/m}^3$
Kapalina – kapalinové potrubí	$\rho_3 = 952 \text{ kg/m}^3$

**Tab. 11 Vypočtené hustoty chladiva pomocí programu EES**

Objem chladiwa na 1 kg

$$V = \frac{1}{\rho} \quad (20)$$

Kde:

$\rho$  hustota chladiva [kg/m<sup>3</sup>]

Pro sací potrubí  $V_1 = \frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{16,52} = 0,06053 \text{ m}^3/\text{kg}$

Pro výtlačné potrubí  $V_2 = \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{111,1} = 0,009003 \text{ m}^3/\text{kg}$

Pro kapalinové potrubí  $V_3 = \frac{1}{\rho_3} = \frac{1}{952} = 0,00105 \text{ m}^3/\text{kg}$

#### Hmotnostní průtok chladiva přepočet na m<sup>3</sup>/h

$$m_{h1} = m \cdot 3600 \quad (21)$$

Kde:

$m$             hmotnostní průtok chladiva            [kg/s]

$$m_{h1} = m \cdot 3600 = 0,04986 \cdot 3600 = 179,5 \text{ kg/s}$$

#### Objemový průtok chladiva

$$v = m_{h1} \cdot V \quad (22)$$

Kde:

$m_{h1}$             hmotnostní průtok chladiva            [m<sup>3</sup>/h]

$V$                 objem chladiva na 1 kg            [m<sup>3</sup>/kg]

Pro sací potrubí  $vs_1 = m_{h1} \cdot V_1 = 179,5 \cdot 0,06053 = 10,87 \text{ m}^3/\text{h}$

Pro výtlačné potrubí  $vv_2 = m_{h1} \cdot V_2 = 179,5 \cdot 0,009003 = 1,616 \text{ m}^3/\text{h}$

Pro kapalinové potrubí  $vk_3 = m_{h1} \cdot V_3 = 179,5 \cdot 0,00105 = 0,1886 \text{ m}^3/\text{h}$

#### Průřez potrubí

Dle předepsaných rychlostí proudění chladiva z literatury byly zvoleny následující rychlosti

	Rychlost proudění m/s	
Sací potrubí	7 až 12	Volím $ws_1=8$
Výtlačné potrubí	10 až 15	Volím $wv_2=11$
Kapalinové potrubí	0,4 až 0,8	Volím $wk_3=0,5$

Tab. 12 Volba rychlosti proudění

$$S = \frac{v}{w \cdot 3600} \quad (23)$$

Kde:

w rychlost proudění [m/s]

v objemový průtok chladiva [m<sup>3</sup>/h]

Pro sací potrubí  $S_{s1} = \frac{v_{s1}}{w_{s1} \cdot 3600} = \frac{10,87}{8 \cdot 3600} = 0,0003773 \text{ m}^2$

Pro výtlačné potrubí  $S_{v2} = \frac{v_{v2}}{w_{v2} \cdot 3600} = \frac{1,616}{11 \cdot 3600} = 0,00004081 \text{ m}^2$

Pro kapalinové potrubí  $S_{k3} = \frac{v_{k3}}{w_{k3} \cdot 3600} = \frac{0,1886}{0,5 \cdot 3600} = 0,0001048 \text{ m}^2$

Vnitřní průměr potrubí

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad (24)$$

Kde:

S průřez potrubí [m<sup>2</sup>]

Pro sací potrubí  $d_{s1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{s1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0003773}{\pi}} \cdot 1000 = 21,92 \text{ mm}$

Pro výtlačné potrubí  $d_{v2} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{v2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00004081}{\pi}} \cdot 1000 = 7,209 \text{ mm}$

Pro kapalinové potrubí  $d_{k3} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{k3}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001048}{\pi}} \cdot 1000 = 11,55 \text{ mm}$

Sací potrubí	D1= 28 mm
Výtlačné potrubí	D2=10 mm
Kapalinové potrubí	D3=16 mm

Tab. 13 Vypočítané průměry potrubí

## 5.4 Volba jednotlivých komponentů tepelného čerpadla

K návrhu tepelného čerpadla je třeba navrhnout následující komponenty, bez kterých by se tepelné čerpadlo neobešlo.

### 5.4.1 Trubky Cu

Chladicí technika používá trubky z bezkyslíkaté mědi, ty se liší především větší čistotou mědi. Trubky jsou určeny pro vysoké tlaky. Tloušťka stěn těchto trubek bývá od 1 mm do 3 mm, proto jsou zvoleny průměry větší. Na obou koncích jsou trubky uzavřené zátkami z důvodu zabránění oxidace vnitřního povrchu. [1] [9]

Volím trubky:

Sací potrubí	Ø 28 x 1,5 DIN 8905
Výtlačné potrubí	Ø 10 x 1 DIN 8905
Kapalinové potrubí	Ø 16 x 1 DIN 8905

Tab. 14 zvolené průměry Cu potrubí



Obr. 12 Cu trubky

#### 5.4.2 Termostatický ventil - TEV

Úkolem termostatického ventilu též nazývaného jako vstříkovacího, je vstříkování kapalného chladiva do výparníku tak, aby měl výparník optimální provozní režim a byl správně plněn. Pomocí zúženého profilu je dosaženo velkého poklesu tlaku. Aby vstříkovací ventil fungoval správně, nesmí se do něj dostat bublinky, Proto se před TEV instaluje průhledítko. Teplotní čidlo nazývané jako tykavka, slouží jako snímač teploty. Tykavka je naplněna médiem, u kterého se při zvyšování teploty zvyšuje tlak. Tlak je přenášen pomocí kapiláry na membránu TEV. Tykavka je připojena k rovné části sacího potrubí těsně za výparník. Když ve výparníku vzroste přehřátí chladiva, ventil se otevírá a pokud klesá, ventil se zavírá. [1] [10]

Volím termostatický ventil od firmy Honeywell Flica – TMVX-R22/407C,

Typ	chladivo	Připojení	Vyrovnání tlaku
TMVX	R22/407c	3/8 x 1/2"	vnější

Tab. 15 Parametry termostatického ventilu TMVX-R22/407C

K ventilu volím trysku č. 3, která při použití chladiva R407c jmenovitý chladicí výkon 8,9 kW.



Obr. 13 Termostatický expanzní ventil TEV

### 5.4.3 Presostat

Presostat řadíme mezi tlakově nastavitelné spínače, které dělíme dle použití na sací a výtlačný. Má nastavitelnou hysterezi, což je rozdíl mezi tlakem vypnutí a zapnutí. Při použití havarijního vysokotlakého presostatu se při aktivaci musí zapnout ručně tlačítkem. Na vstupní (primární) straně tepelného čerpadla plní pojistnou funkci presostat pro nízký tlak. U sériově vyráběných tepelných čerpadel bývají presostaty nahrazovány malými tlakovými spínači s pevným nastavením tlaků, které jsou montovány přímo na potrubí. [1] [11]

Volím presostaty od firmy Danfoss

Presostat Danfoss nízkotlaký KP1	
Nízkotlaká pojistka s ochranou proti nízkému tlaku (PSH EN 12263)	
rozsah	-0,2 – 7,5 bar
Minimální teplota	-25 °C
Maximální teplota	+65 °C
Max. pracovní tlak	17 bar
Max. zkušební tlak	20 bar
Presostat Danfoss vysokotlaký KP7W	
Vysokotlaká pojistka s ochranou proti pulzacím pro přímou montáž ke kompresoru (PSH EN 12263)	
rozsah	4 – 10 bar
Minimální teplota	-25 °C
Maximální teplota	+65 °C
Max. pracovní tlak	32 bar
Max. zkušební tlak	35 bar

Tab. 16 Technické parametry presostatů



Obr. 14 Presostat Danfoss

#### 5.4.4 Filtrdehydrátor

Funkce filtrdehydrátoru je pohlcovat škodliviny z okruhu chladiva, vody a také drobných částic. Musí být dodržen směr průtoku chladiva, který je označen šipkou na obalu. Je montován ve svislé poloze, aby se docílilo rovnoměrnějšího průtoku chladiva, a zároveň musí být přívod kapaliny nahoře. Pokud se v systému objeví vlhkost, musí být filtrdehydrátor co nejdříve vyměněn. Volba vnějšího připojovacího potrubí se volí dle průměru kapalinového potrubí. Volím filtrdehydrátor od firmy Danfoss. [1] [11]

Filtr Danfoss 164S	
Připojení pájecí	12 mm
povrch	145 cm <sup>3</sup>
Maximální pracovní tlak	46 bar
Rozsah použití	-40 - +70 °C

Tab. 17 Technické parametry filtrdehydrátoru Danfoss 164S



Obr. 15 Filtrdehydrátor

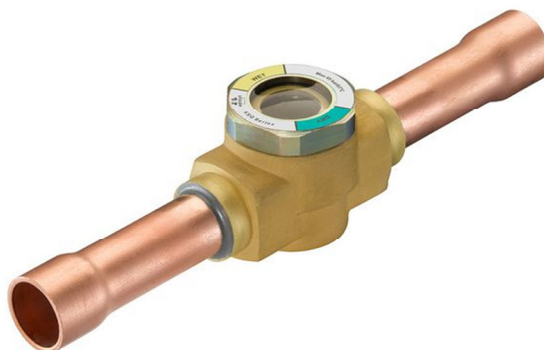
#### 5.4.5 Průhledítko

Průhledítko je montováno do systému z důvodu sledování toku kapaliny v potrubí, obsahuje také indikátor vlhkosti. Zda je v systému vlhkost, projeví se změna barvy mezikruží ze zelené na žlutou. Tato změna barvy je vratná na původní po vysušení chladiva nebo po výměně filtrdehydrátoru. Pokud se v systému objeví bublinky, znamená to závadu v systému, málo chladiva nebo zúžení potrubí nějakou překážkou. Víčko s okénkem bývá demontovatelné a je utěsněno O-kroužkem. Tato průhledítka mohou být montována svisle i vodorovně. [1] [12]

Volím průhledítko od firmy Honeywell

Průhledítko Honeywell SLI16	
Připojení	16 x 16 ODF
Délka	L = 146 mm
Max pracovní tlak	47 bar

Tab. 18 Technické parametry průhledítka SLI16



Obr. 16 Průhledítko

#### 5.4.6 Sběrač kapalného chladiva

Jedná se o tlakovou nádobu, která slouží jako zásobník celého množství kapalného chladiva a také jako odlučovatel bublin. Sběrač musí zajistit, aby do TEV přicházela jen kapalina bez bublinek. Většinou bývá konstruován na výšku. Sběrač musí být dimenzován na nejvyšší možný tlak v systému.

Volím sběrač kapalného chladiva EFM 4.2.

Typ	Objem m <sup>3</sup>	Průměr mm	Výška	Pájecí vstup
EFM 4,2	4,2	160	330	10 mm

Tab. 19 Technické parametry sběrače EFM 4.2



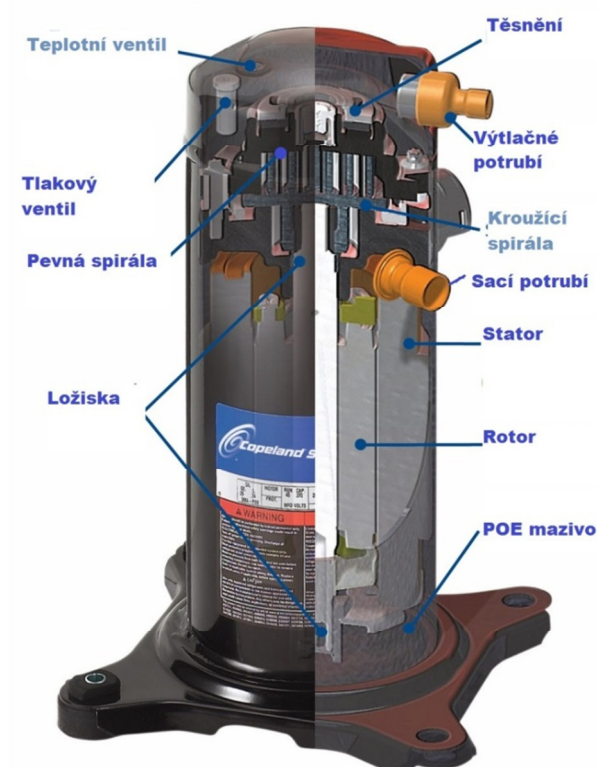
Obr. 17 Sběrač kapalného chladiva



### 5.4.7 Kompresor

Nejdůležitější a také nejdražší komponenta tepelného čerpadla je kompresor. Ten v tepelném čerpadle slouží ke stlačování par chladiva, které vznikají ve výparníku. Tyto stlačené páry se silně zahřejí a jsou vedeny do kondenzátoru, ve kterém zkapalní a předají teplo do otopné vody. Kompresor bývá hermeticky uzavřen v ocelové nádobě, ve které má kompresor na společné hřídeli elektromotor i kompresor. Mají společnou olejovou náplň. Hermetické uzavření má své výhody, mezi které patří naprostá těsnost, protože z nádoby vede jen sací a výtlačné potrubí.

Pro svoji práci jsem zvolil spirálový (scroll) kompresor. Kompresory typu scroll se v dnešní době používá u většiny tepelných čerpadel. Je složen ze dvou kovových spirál, které jsou vloženy do sebe. Horní spirála je upevněna na pevno a má uprostřed otvor spojený s výtlačným potrubím. Dolní spirálový díl se neotáčí, ale krouží v horní spirále pomocí excentru, který je na hřídeli motoru. Mezi spirálami s odlišným zakřivením se vytvářejí plynové kapsy, které se postupně posouvají ke středu spirál a zmenšují svůj objem. [1]



Obr. 18 Kompresor Copeland Scroll

Pro volbu kompresoru jsem použil program Selection Software 7.3 od společnosti Copeland.

**Parametry zadane do programu:**

Chladivo	R407c
Vypařovací teplota	-5,0 °C
Kondenzační teplota	60 °C
Podchlazení	4,0 K
Přehřátí v sání	5,0 K
Požadovaný topný výkon	8,0 kW

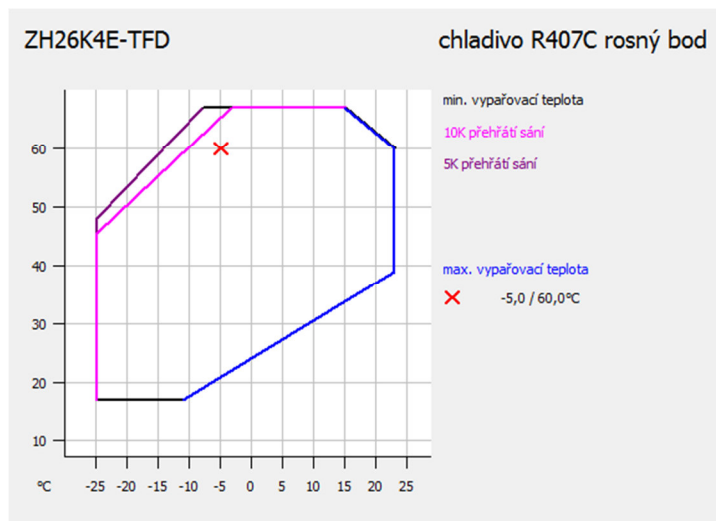
Dle zadaných parametrů jsem vybral kompresor Copeland Scroll ZH26K4E-TFD-522

Značení: ZH26K4E-TDF-524

ZH	typová řada (pro tepelná čerpadla)
26K	kód jmenovitého chladicího výkonu
4	modelová řada
E	druh maziva – esterový olej 32MMMP OE
TFD	třířázový motor 3x400/230/50 Hz
522	pájecí hrdla

Topný výkon kW	8,30
Příkon kW	3,23
Chl. faktor	2,57
Proud 400V, A	5,43
Hmotnostní tok g/s	40,10
Chladicí výkon kW	5,24
Výkonnost m <sup>3</sup> /h	10
Přepravní hmotnost kg	31
Čistá hmotnost	28
Proud nakrátko A	46
Maximální provozní proud A	6,8
Základní krytí	IP 21 (IEC 34)

**Tab. 20 Technické parametry kompresoru ZH26K4E-TFD-524**



Obr. 19 Provozní bod kompresoru

#### 5.4.8 Výparník

Jedná se o výměník, který je umístěn na vstupní (primární) straně. Do výparníku je přiváděno nízkopotenciální teplo pomocí teplotnosného média, což je nemrznoucí směs. Ve druhé polovině je umístěna tryska expanzního ventilu, která vstřikuje pod velkým tlakem kapalně chladivo, které se následně odpařuje. Tímto je výparník ochlazen na nižší teplotu, než je teplota prostředí odkud teplo odebíráme. Deskové výměníky jsou obvykle složeny z nerezových desek, které mají speciálně tvarované prolisy. Jsou vytvářeny tak, že při složení na sebe vytvoří dvě skupiny kanálků, kterými odděleně proudí teplotnosná média. [1]

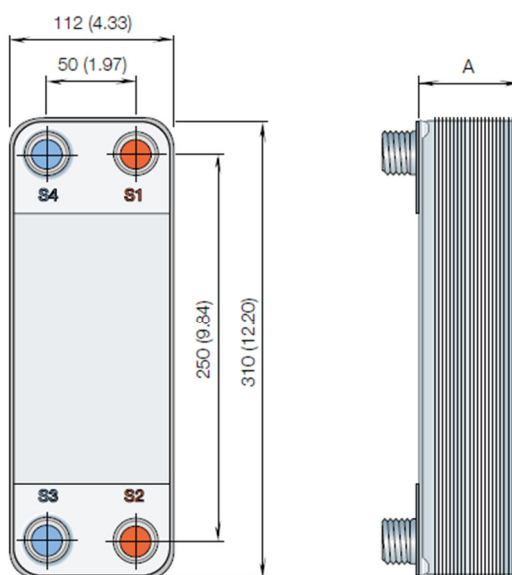
K vhodnému výběru výparníku jsem použil program AlfaSelect CAS 2000, u kterého jsem zadal teploty v oběhu a chladicí výkon. Dle zadaných parametrů nejlépe odpovídá deskový výměník AlfaNova 27-24H. Technický list a výpočet z programu AlfaSelect přiložen v příloze č. 3.

#### Zadané parametry:

Chladicí výkon	5,58 kW
Teplota podchlazení	4 K
Kondenzační teplota	55,8 °C
Vypařovací teplota	-5 °C
Teplota vstupní	5 °C
Teplota výstupní	0 °C
Chladivo	R407C

<b>AlfaNova 27-24H</b>	
hmotnost	4,864 kg
Součinitel prostupu tepla	1 633 W/m <sup>2</sup> .K
Průtok 29,7 % Ethanol	0,2683kg/s
Průtok chladiva	0,04367 kg/s
Počet desek	24
šířka	111 mm
Výška	310 mm
tloušťka	69,1 mm

**Tab. 21 Technické parametry výparníku**



**Obr. 20 Rozměry výparníku, kondenzátoru**

#### **5.4.9 Kondenzátor**

Výměník, který je umístěn na výstupní (sekundární) straně. Do kondenzátoru je veden stlačený plyn, který vysokým tlakem má vyšší teplotu než topná voda. V kondenzátoru plyn zkondenzuje a předá své teplo chladnější topné vodě. [1]

K vhodnému výběru kondenzátoru jsem použil program AlfaSelect CAS 2000, u kterého jsem zadal teploty v oběhu, chladicího výkonu. Dle zadaných parametrů nejlépe odpovídá deskový kondenzátor AlfaNova 27-50H. Technický list a výpočet z programu AlfaSelect přiložen v příloze č. 4.

Zadané parametry:

Tepelný výkon	8 kW
Kondenzační teplota	60 °C
Teplota vstupní	50 °C
Teplota výstupní	55 °C
Chladivo	R407C
Topný okruh	voda
Kondenzační tlak	2 219 kPa

AlfaNova 27-50H	
hmotnost	8,224 kg
Součinitel prostupu tepla	1188 W/m <sup>2</sup> .K
Průtok chladiva	0,04524 kg/s
Průtok vody	0,3834kg/s
Počet desek	50
šířka	112 mm
Výška	310 mm
tloušťka	132 mm

Tab. 22 Technické parametry kondenzátoru

## 6. Zapojení tepelného čerpadla do stávajícího systému

### 6.1 Výpočet vrtů – hloubka, počet

Pro výpočet primárního zdroje tepelného čerpadla byl již výše zvolen vertikální kolektor (vrt). Množství tepla, které může být využito, závisí na termofyzikálních vlastnostech půdy. Pro výpočet je zvolen zjednodušený výpočet, který vychází pouze z chladicího výkonu tepelného čerpadla a z teoretického zisku z vrtu. V oblasti, pro kterou je tepelné čerpadlo počítáno můžeme uvažovat s normální pevnou horninou, která má odebíraný výkon na 1 m hloubky 55 W. [1]

Chladicí výkon vypočítaný programem EES uvedený v kapitole 5.2 má hodnotu  $Q_{ch}=5,58$  kW.

### Hloubka potřebná pro odebírající výkon

$$F_E = \frac{Q_{CH}}{q_E} \quad (25)$$

Kde:

$Q_{CH}$                       chladičový výkon                      [W]

$q_E$                       odebíraný výkon na 1 m pudy                      [W/m]

$$F_E = \frac{Q_{CH}}{q_E} = \frac{5580}{55} = 101,45 \text{ m}$$

Hloubka vypočítaná je 101,45 m. V celkové hloubce vrtu nezapočítáváme prvních 10 m. Z tohoto důvodu volím vrt o hloubce 111 m.

Počet vrtů	1
Hloubka vrtů	105 m
Průměr kolektorů	32 mm
Směr a úklon vrtů	-90 °C
Náplň	Antifrogen N

Tab. 23 Parametry vrtů

## 6.2 Návrh hlavního příslušenství k TČ

### 6.2.1 Akumulační zásobník

Akumulační zásobník slouží k akumulaci přebytečného tepla od jeho zdroje. Bývá zařazen mezi tepelné čerpadlo a zásobník TV. Princip akumulčního zásobníku je, že dodává naakumulovanou energii do systému vytápění právě tehdy, kdy v době vysokého tarifu je tepelné čerpadlo vypnuto. Což bývá 2 hodiny denně. [1]

Volím akumulční zásobník od firmy Dražice - NIBE – NAD 250 v1

	NAD 250 v1
Objem nádrže	250 l
Vnější průměr nádrže	584 mm
Výška nádrže	1573 ±2 mm
Max. tlak nádrže	0,3 MPa
Max. teplota topné vody v nádrži	90 °C

Tab. 24 Parametry akumulčního zásobníku NAD 250 v1

### 6.2.2 Zásobník TV

Pro akumulaci užitkové a pitné vody používáme zásobník TV. Pro volbu zásobníku TV je uvažováno, že dům je obýván 4 osobami. Volím zásobník od firmy Dražice OKC 250 NTR/HP se zvětšeným výměníkem pro tepelná čerpadla.

OKC 250 NTR/HP	
Objem	234 l
Aktivní plocha výměníku	17 l
Maximální teplota TV	90 °C
Maximální teplota topné vody	110 °C
Maximální přetlak nádoby	1 MPa
Maximální tlak ve výměníku	1 MPa
Výška ohřívače	1542 mm
Průměr	584 mm
Hmotnost	119 kg

Tab. 25 Parametry zásobníku TV - OKC 250 NTR/HP

### 6.2.3 Oběhová čerpadla

U teplených čerpadel se používají stejné typy oběhových čerpadel jako u jiných topných soustav. Tepelné čerpadlo je vybaveno dvěma oběhovými čerpadly. Jedno čerpadlo se nachází na vstupní (primární) straně (vrt). Druhé na výstupní (sekundární) straně (topná voda). [1]

$$V = \frac{Q \cdot \tau}{\Delta t \cdot c_v \cdot \rho} \quad (26)$$

Kde:

Q	potřebný chladicí/topný výkon čerpadla	[W]
$\tau$	časová jednotka – hodina	[s]
$\rho$	hustota media	[kg/m <sup>3</sup> ]
Q	potřebný chladicí/topný výkon čerpadla	[m/s]
$c_v$	měrná tepelná kapacita vody	[J/kg.K]
$\Delta t$	teplotní spád	[°C]

$$V = \frac{Q \cdot \tau}{\Delta t \cdot c_v \cdot \rho} = \frac{8000 \cdot 3600}{(55 - 35) \cdot 4180 \cdot 992,18} = 0,3472 \text{ m}^3/h$$

Oběhová čerpadla volím od firmy Grundfos. Zvolil jsem elektronická oběhová čerpadla řady ALPHA2, která jsou novou generací malých oběhových čerpadel s nejvyšší energetickou třídou „A“. Tato čerpadla obsahují funkci AUTOADAPT, který nám umožní a vyhledá optimální nastavení čerpadla přizpůsobením dle požadavků a změn množství tepla. [13]

Grundfos ALPHA2 25-60	
Napájení	230 V
Příkon	3 – 34 W
Maximální provozní tlak	10 bar
Minimální teplota	0 °C
Maximální teplota	110 °C
Max. dopravovaná výška	6 m

Tab. 26 Parametry oběhového čerpadla ALPHA 25-60



Obr. 21 Oběhové čerpadlo

#### 6.2.4 Sběrač a rozvaděč topného okruhu

Sestava sběrače a rozvaděče topného okruhu je určena pro rozvod topné vody do podlahového, popřípadě k topným tělesům.

Volím rozdělovače od firmy G-TERM do topných okruhů **SBK 5000, GTR 5000-3/1200/25**. Ten je vybaven regulačními prvky, jako je uzavírací ventil a průtokoměr.



### 6.2.5 Expanzní nádoba

Expanzní nádoba má za úkol absorbovat změny objemu, způsobené změnou teploty otopné soustavy.

Volím expanzní nádrž od firmy AQUAFILL HS012. Tyto nádoby jsou vyrobeny z vysoce kvalitní oceli a jsou opatřeny antikorozní povrchovou úpravou.

HS012	
Typ provedení	závěsné
Objem	12 l
průměr	270 mm
Výška	310
Max. provozní tlak	6 bar

Tab. 27 Parametry expanzní nádoby – HS012

## 7. Ekonomické zhodnocení

Výpočet návratnosti investice do instalace tepelného čerpadla je závislá na aktuálních cenách energie. Bohužel v současné době je trend spíše rostoucích cen energií, stále rostoucí ceny zapříčiní snižování doby návratnosti investice do tepelného čerpadla. Současně s tím se prodlužuje doba, kdy instalace tepelného čerpadla bude vydělávat, a roční úspory budou se navyšovat.

### 7.1 Investiční náklady

Pro samotné ekonomické zhodnocení potřebujeme znát náklady na pořízení tepelného čerpadla. Tyto náklady zahrnují jak jednotlivé díly tepelného čerpadla, tak také komponenty potřebné k připojení tepelného čerpadla k otopnému systému. K ceně jsou připočítány i náklady na zhotovení vrtu. U tepelného čerpadla si můžeme zažádat o dotaci v programu „Zelená úsporám“, která bude od celkové ceny jednotlivých dílů tepelného čerpadla odečtena.

Položka	Typ	Cena
Kompresor	ZH26K4-TDF	22 131 Kč
Výparník	ALFA NOVA HP27-24H	29 672 Kč
Kondenzátor	ALFA NOVA HP27-50H	47 990 Kč
sběrač kapalného chladiva	EFM 4.2	1 561 Kč
Filtrdehydrátor	Danfoss DMB164S	1 347 Kč
Termostatický ventil TEV	TMVX-R22/407C	1 561 Kč
Presostat - nízkotlaký	KP1	999 Kč
Presostat - vysokotlaký	KP7W	1 108 Kč
Průhledítko	SLI16	617 Kč
Oběhové čerpadlo	ALPHA2 52-60	2 896 Kč
Expanzní nádoba	HS012	630 Kč
Akumulační zásobník	NIBE-NAD 250 v1	14 400 Kč
Zásobník TV	OKC 250 NTR/HP	12 564 Kč
Sberač,rozvaděč	SBK 5000	10 990 Kč
Cu potrubí	cena za 1 m	
Ø 16	151 Kč	755 Kč
Ø 10	91 Kč	273 Kč
Ø 28	267 Kč	534 Kč
Cu potrubí kolena 90°		537 Kč
Chladivo R407C		2 662 Kč
El. Topné těleso		2 307 Kč
Izolace potrubí		273 Kč
Hloubení vrtů + uložení		94 350 Kč
Rám TČ		2 000 Kč
Spojovací materiál		500 Kč
Kryty rámu	500x500x800	3 490 Kč
Protihluková deska tl. 20	430x730	266 Kč
Antifrogen 70 l		14 294 Kč
Ostatní komponenty k TČ		25 000 Kč
<b>Celkem komponenty</b>		<b>295 707 Kč</b>
<b>Dotace</b>		<b>100 000 Kč</b>
<b>Cena s dotací</b>		<b>195 707 Kč</b>

Tab. 28 Investiční náklady na tepelné čerpadlo

## 7.2 Provozní náklady

Energetická bilance pro provoz tepelného čerpadla je vypočtena pro danou lokalitu během roku. Pro danou lokalitu Prostějov je stanovena délka otopného období tj. při venkovní teplotě nižší než 13 °C, 220 dnů. Výpočet je proveden pomocí programu Excel.

Tepelná ztráta objektu	6,776 kW
Roční potřeba energie na vytápění	15 754 kWh
Roční potřeba energie na ohřev TV	3700 kWh
Příkon kompresoru	3376 kWh
Ostatní spotřeba el. Energie	2300 kW

Výpočty energetické bilance pro provoz tepelného čerpadla pro celý rok je vypočten dle modelu z meteonormu, který uvádí konkrétní klimatické údaje pro jednotlivé hodiny v roce. Výpočet je proveden pomocí programu Excel.

### 7.2.1 Roční provozní náklady – plynový kotel

Pro výpočet byl vytvořen modelový rok klimatických podmínek pro danou oblast, pomocí programu Excel. Ceny jednotlivých energií dle tarifu D01d. Jednotlivé ceny jsou uvedeny od dodavatele energie E.ON Energie a.s..

Provozní náklady - plynový kotel				
Energie	Spotřeba	Jednotka	Cena Kč	Cena celkem
Náklady na vytápění + TV zemní plyn	19454,78	kWh	1,43	27 820 Kč
Stálá platba	12	měsíc	180,93	2 171 Kč
Ostatní spotřebiče	2300	kWh	4,82	11 086 Kč
Jistič 3x25 A	12	měsíc	94,26	1 131 Kč
Celkové roční náklady				<b>42 209 Kč</b>

Tab. 29 roční provozní náklady – plynový kotel

### 7.2.2 Roční provozní náklady – tepelné čerpadlo

Pro výpočet byl vytvořen modelový rok klimatických podmínek pro danou oblast, pomocí programu Excel. Při provozu tepelného čerpadla uplatňujeme zvýhodněný tarif elektrické energie D56d. Podmínka pro uplatnění zvýhodněného tarifu je řádná instalace a užívání tepelného čerpadla, jehož výkon musí odpovídat tepelným ztrátám domu. Jednotlivé ceny jsou uvedeny od dodavatele energie E.ON Energie a.s..

Provozní náklady – tepelné čerpadlo				
Energie	Spotřeba	Jednotka	Cena Kč	Cena celkem
Náklady na provoz (vytápění+oběhová čerpadla)	2468,9994	kWh	2,39	5 901 Kč
Náklady na provoz ohřevu TV	907,47306	kWh	2,39	2 169 Kč
Ostatní spotřebiče	2300	kWh	2,39	5 497 Kč
Jistič 3x25 A	12	měsíc	514,13	6 170 Kč
Celkové roční náklady				<b>19 736 Kč</b>

Tab. 30 Roční provozní náklady – tepelné čerpadlo

### 7.3 Roční úspora

Výpočet roční spotřeby tepla je počítán jako rozdíl ročních provozních nákladů plynového kotle a tepelného čerpadla

$$\text{Roční úspora} = CRN_{PK} - CRN_{T\check{C}} \quad (27)$$

Kde:

$CRN_{PK}$  celkové roční náklady - plynový kotel [Kč]

$CRN_{T\check{C}}$  celkové roční náklady - tepelné čerpadlo [Kč]

$$\text{Roční úspora} = CRN_{PK} - CRN_{T\check{C}} = 42209 - 19736 = 22472 \text{ Kč}$$

## 7.4 Doba návratnosti

Výpočet doby návratnosti je počítán jako rozdíl investičních nákladů na tepelné čerpadlo a ročními úsporami. Při výpočtu je také odečtena dotace „Zelená úsporám“, která pro tepelné čerpadlo země – voda činí 100 000 Kč.

$$Doba\ návratnosti = \frac{IN_{T\check{c}}}{Roční\ úspora} \quad (28)$$

Kde:

$IN_{T\check{c}}$  Investiční náklady na pořízení tepelného čerpadla [Kč]

Doba návratnosti s využitím dotace:

$$Doba\ návratnosti = \frac{IN_{T\check{c}}}{Roční\ úspora} = \frac{195\,707}{22\,472} = 8,7\, let$$

Doba návratnosti bez využití dotace:

$$Doba\ návratnosti = \frac{IN_{T\check{c}}}{Roční\ úspora} = \frac{295\,707}{22\,472} = 13,15\, let$$

## 7.5 Uspořené náklady

Pro tepelná čerpadla je počítáno s životností 25 let. Výpočet uspořené náklady za dobu životnosti vypočteme z doby životnosti, doby návratnosti a roční úspory.

$$Uspořené\ náklady = (D\check{Z} - doba\ návratnosti) \cdot roční\ úspora \quad (29)$$

Kde:

$D\check{Z}$  Doba životnosti tepelného čerpadla [rok]

Uspořené náklady s využitím dotace:

$$\begin{aligned} \text{Uspořené náklady} &= (D\check{Z} - \text{doba návratnosti}) \cdot \text{roční úspora} = (25 - 8,7) \cdot 22\,472 \\ &= 366\,227 \text{ Kč} \end{aligned}$$

Uspořené náklady bez využití dotace:

$$\begin{aligned} \text{Uspořené náklady} &= (D\check{Z} - \text{doba návratnosti}) \cdot \text{roční úspora} = (25 - 13,15) \cdot 22\,472 \\ &= 266\,227 \text{ Kč} \end{aligned}$$

## 8. Environmentální zhodnocení

Pro výpočet environmentálního zhodnocení tepelného čerpadla a plynového kotle je nutné se řídit pokyny Fondu pro vyhodnocení navrhovaného opatření z hlediska ochrany životního prostředí. Ve výpočtu je použity hodnoty emisních faktorů množství znečišťujících látek pomocí vyhlášky č.425/2004 Sb.

Zdroj emisí	TZL	SO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	CO	Organické látky	CO <sub>2</sub>
Elektřina (kg/GJ)	0,02591	0,489376	0,415698	0,0393	0,03086	325
Zemní plyn (kg.10 <sup>-6</sup> m <sup>3</sup> )	5	35	200	100	64	200 (kg/MWh)

Tab. 31 Emisní faktory

Potřebný přepočít k výpočtu:

Spotřeba zemního plynu 19 454,78 kWh = 1844,05 m<sup>3</sup>

Spotřeba elektrické energie 3 374,34 kWh= 12,14 GJ

Výpočet emise TZL pro tepelné čerpadlo:

$$E_{TZL} = TZL \cdot P_{T\check{C}} \quad (30)$$

Kde:

$P_{T\check{C}}$  Spotřeba elektrické energie [GJ]

$$E_{TZL} = TZL \cdot P_{T\check{C}} = 0,02591 \cdot 12,1553 = 0,314944 \text{ kg/rok}$$

Výpočet emise TZL pro plynový kotel

$$E_{TZL} = TZL \cdot P_{PK} \quad (31)$$

Kde:

$P_{PK}$  Spotřeba zemního plynu  $[m^3]$

$$E_{TZL} = TZL \cdot P_{PK} = 5 \cdot 1844,05 = 0,00922 \text{ kg/rok}$$

Zdroj tepelné energie	TZL	SO <sub>2</sub>	Nox	CO	organické látky	CO <sub>2</sub>
Tepelné čerpadlo	0,314944	5,948512	5,052934	0,477703	0,37511258	3950,473
Plynový kotel	0,00922	0,064542	0,36881	0,184405	0,1180192	3890,957
Rozdíl emisí	0,305724	5,883971	4,684124	0,293298	0,25709338	57,026

Tab. 32 Množství emisí vypuštěných ze zdroje za rok

Z rozdílu emisí vyplývá, že při použití plynového kotle vznikne méně znečišťujících látek vypuštěných do ovzduší. Použití tepelného čerpadla pro vytápění a ohřev TV není environmentálním přínosem z hlediska snižování emisí.

## 9. Modelový výpočet tepelného čerpadla

Pro výpočet své diplomové práce jsem vytvořil model rodinného domu, charakteristika domu je blíže popsána v další kapitole. Díky parametrům získaných z programu Meteonorm prostřednictvím konzultace s vedoucím diplomové práce jsem vytvořil model a tím získal potřebné hodnoty v daných hodinách a následně roční počítané hodnoty.

### 9.1 Základní parametry pro výpočet tepelného čerpadla

Pro výpočet byly zadány hodnoty dle návrhu a dle Meteonormu. Pro výpočet je uvažována tepelná ztráta objektu 6,776 kW při průměrné vnitřní teplotě 18 °C a venkovní výpočtové -45 pro oblast Prostějov. Pro výpočet je uvažováno s teplotním spádem topného systému 55/35.

Průměrná vnitřní teplota	<b>18,0 °C</b>
Výpočtová vnější teplota	<b>-15 °C</b>
Tepelná ztráta objektu	<b>6775,95 W</b>
Součinitel provozu tepelné čerpadla	<b>1,09</b>
Návrhová teplota přívodu otopné vody	<b>55 °C</b>
Návrhová teplota vratné otopné vody	<b>35 °C</b>

**Tab. 33 Zadané parametry pro výpočet**

## 9.2 Meteorologická data

Jedná se o uvedená meteorologická data z meteonormu. Jde o hodinové zápisy venkovních teplot v průběhu celého roku, pro oblast Prostějov. V tabulce č. 34 jsou uvedeny průměrné měsíční teploty během roku.

Průměrná teplota	Leden	Únor	Březen	Duben	Květen	Červen
(°C)	-1,13	1,07	4,92	10,27	16,05	18,64
Červen	Červenec	Srpen	Září	Říjen	Listopad	Prosinec
18,64	20,22	20,46	14,90	10,59	5,17	-0,31

**Tab. 34 Průměrné měsíční teploty**

## 9.3 Základní příklady výpočtů

Jednotlivé výpočty jsou uvedeny pro určitý den 12.2 a určitou hodinu 15:00.

### Teplota otopné vody

$$T_{otop} = \frac{T_{IN} - T_{TV}}{T_{IN} - T_{OUT}} \cdot T_{VZD} + \left( T_{IN} - \left( \frac{T_{IN} - T_{TV}}{T_{IN} - T_{OUT}} \cdot T_{IN} \right) \right) \quad (32)$$

Kde:

$T_{IN}$	průměrná vnitřní teplota	[°C]
$T_{TV}$	teplota otopné vody	[°C]
$T_{OUT}$	výpočtová venkovní teplota	[°C]
$T_{VZD}$	teplota venkovního vzduchu	[°C]



$$T_{otop} = \frac{T_{IN} - T_{TV}}{T_{IN} - T_{OUT}} \cdot T_{VZD} + \left( T_{IN} - \left( \frac{T_{IN} - T_{TV}}{T_{IN} - T_{OUT}} \cdot T_{IN} \right) \right)$$

$$= \frac{18 - 55}{18 - (-15)} \cdot (-7,8) + \left( 18 - \left( \frac{18 - 55}{18 - (-15)} \cdot 18 \right) \right) = 46,92^{\circ}\text{C}$$

### Topný faktor

$$\varepsilon_T = \varepsilon_{CH} + 1 \quad (33)$$

Kde:

$\varepsilon_{CH}$       chladící faktor      [-]

$$\varepsilon_T = \varepsilon_{CH} + 1 = 4,54 + 1 = 5,54$$

### Příkon kompresoru pro vytápění

$$P_V = \frac{Q_V}{\varepsilon_T} \quad (34)$$

Kde:

$\varepsilon_T$       topný faktor      [-]

$Q_V$       potřebné teplo pro vytápění      [W]

$$P_V = \frac{Q_V}{\varepsilon_T} = \frac{5779,16}{5,54} = 1042,51 \text{ W}$$

### Příkon kompresoru pro vytápění + oběhová čerpadla

$$P_{V,oč} = P_V \cdot P_{oč} \quad (35)$$

Kde:

$P_V$       příkon kompresoru pro vytápění      [W]

$P_{oč}$       příkon oběhových čerpadel      [W]

$$P_{V,oč} = P_V \cdot P_{oč} = 1042,51 + 40 = 1082,51 \text{ W}$$

### Příkon kompresoru pro ohřev TV

$$P_{TV} = \frac{Q_{TV}}{\varepsilon_{T55}} \quad (36)$$

Kde:

$Q_{TV}$       potřebné teplo pro ohřev TV      [W]

$\varepsilon_{T55}$       topný faktor pro TV=55 °C      [-]

$$P_{TV} = \frac{Q_{TV}}{\varepsilon_{T55}} = \frac{460,41}{2,70} = 169,99 \text{ W}$$

### **9.5 Výpočet chladicího faktoru**

Výpočet chladicího výkonu je závislý na teplotě okolního vzduchu a teplotě otopné vody, pro daný den a danou hodinu. Výpočet je modelován na parametry chladicího faktoru kompresoru ZH26K4E-TFD, který již má pro venkovní teploty od -5 °C do 12,5 °C a teploty topné vody od 25 do 67 °C stanovené chladicí faktory výrobcem. Uvedeno v příloze č.2. Ve výpočtu byly vytvořeny polynomické spojnice trendu, díky kterým zjistíme aktuální chladicí faktor pro venkovní teplotu a teplotu otopné vody v jednotlivých hodinách.

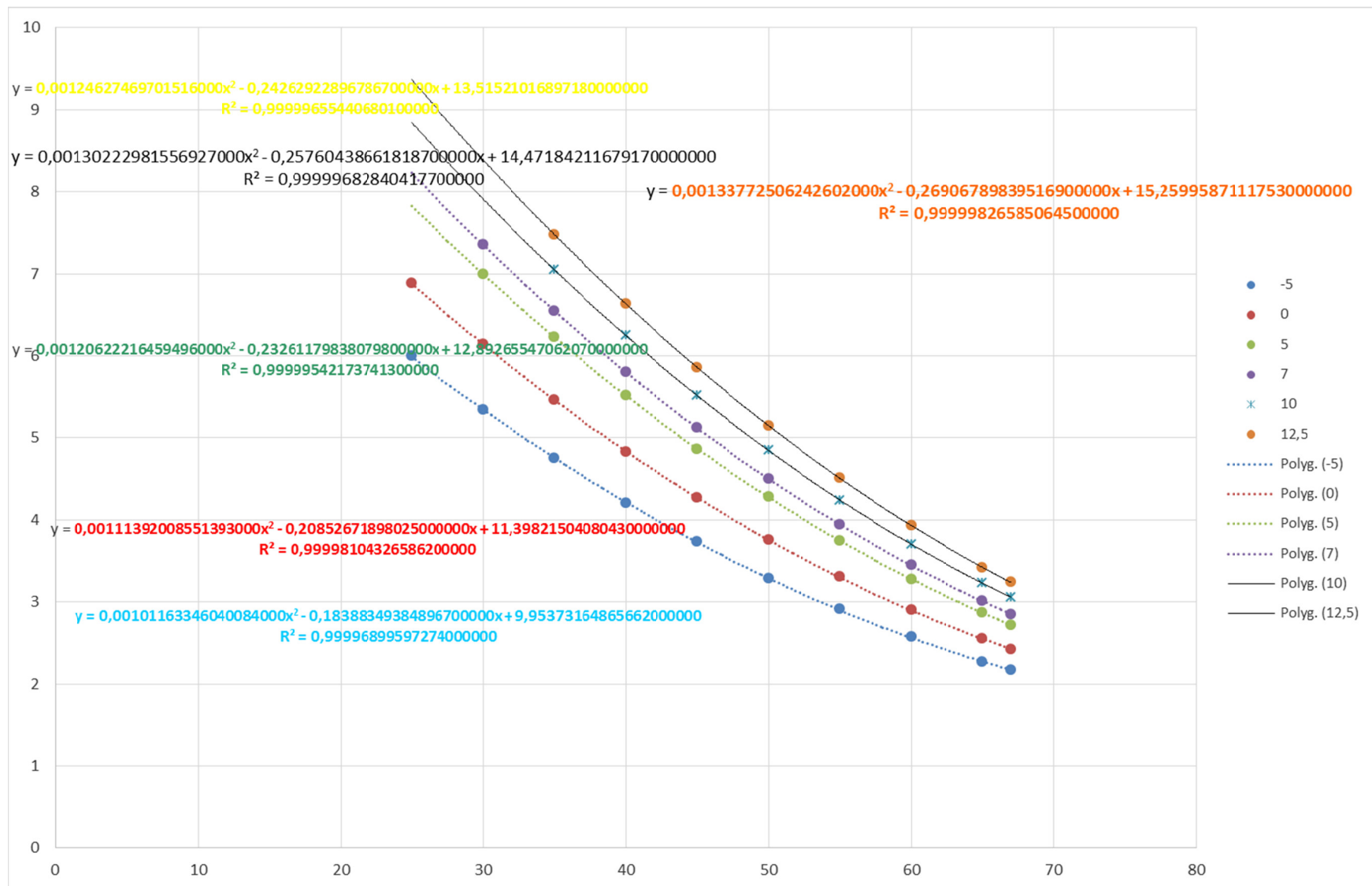
Rovnice regrese pro teplotu -5 °C:

$$y = 0,00101163346040084 \cdot T_{otop}^2 - 0,183883493848967 \cdot T_{otop} + 9,95373164865662 = 3,55$$

Obdobné rovnice regrese byly počítány pro teploty 0, 5, 7, 10, 12,5 °C.

-5	0	5	7	10	12,5	Výsledný chladicí faktor
3,55	4,06	4,63	4,87	5,25	5,57	4,54

**Tab. 35 Chladicí faktory**



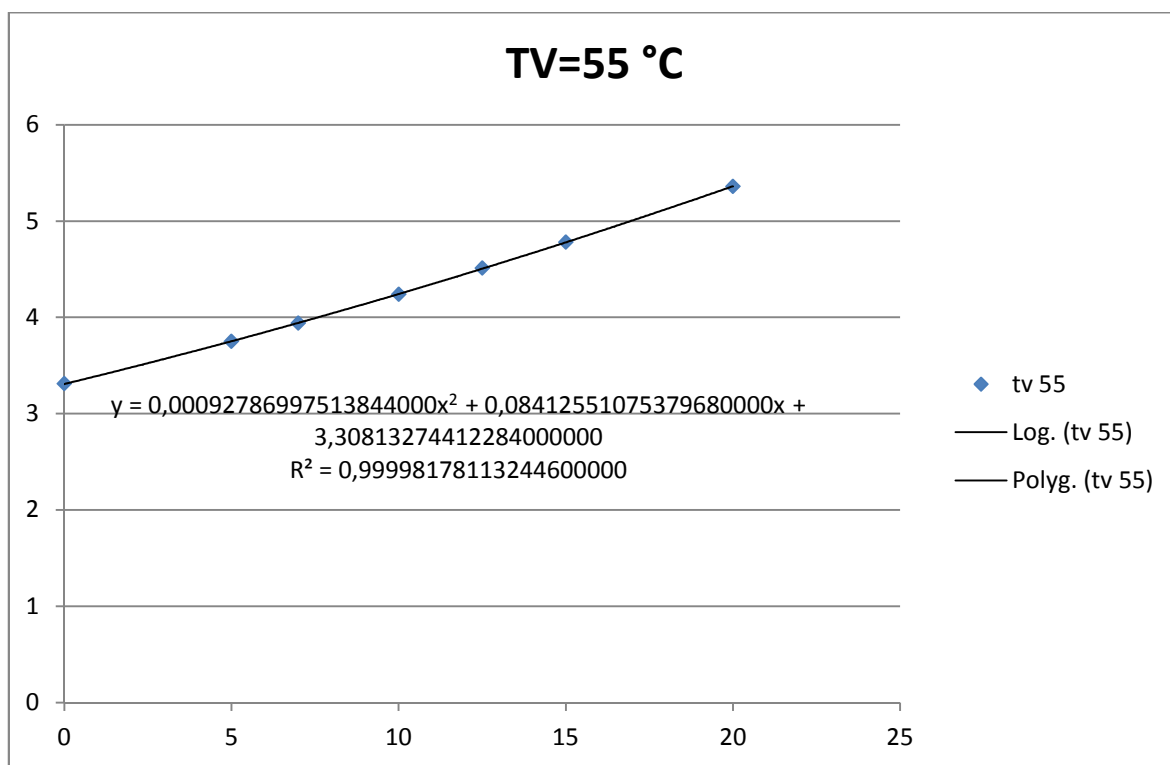
Obr. 22 Regresní rovnice pro výpočet chladícího faktoru

## 9.6 Výpočet topného faktoru pro TV = 55 °C

Výpočet topného faktoru je závislý na teplotě venkovního vzduchu pro daný den a danou hodinu a teplotě otopné vody 55 °C.

Regresní rovnice pro TV=55 °C

$$y = 0,00092786997513844 \cdot T_{VZD}^2 - 0,0841255107537968 \cdot T_{VZD} + 3,30813274412284$$
$$= 2,70$$



Obr. 23 Regresní rovnice pro výpočet topného faktoru pro TV=55°C

### Výpočet celoročního topného faktoru

Výpočet celoročního topného faktoru je počítán jako rozdíl součtu ročních potřeb energie pro vytápění a přípravu TV a součtu ročního příkonů pro vytápění a ohřev TV.

$$\varepsilon_{T,celk} = \frac{Q_V + Q_{TV}}{P_{V,oč} + P_{TV}} \quad (37)$$

Kde:

$Q_V$       potřebné teplo pro vytápění      [W]

$Q_{TV}$       potřebné teplo pro ohřev TV      [W]

$P_V$       příkon kompresoru pro vytápění      [W]

$P_{oč}$       příkon oběhových čerpadel      [W]

$$\varepsilon_{T,celk} = \frac{Q_V + Q_{TV}}{P_{V,oč} + P_{TV}} = \frac{15754,4 + 3700,34}{2468,99 + 907,43} = 5,76$$

## 10. Závěr

Diplomová práce se zabývá návržením tepelného čerpadla země- voda pro vytápění a přípravu TV rodinného domu. Rodinný dům se nachází v obci Krumsín na Prostějovsku.

V první části jsem se věnoval stručnému historickému vývoji tepelných čerpadel a obecné teorii o tepelných čerpadlech. Další kapitola je věnována popisu zdroje tepla pro tepelné čerpadlo země-voda, ve které je popsáno jakými způsoby je možné odebírat nízkopotenciální teplo ze země.

Ve druhé části jsem se věnoval výpočtu tepelných ztrát domu. Výpočet tepelných ztrát je počítán dle normy ČSN 06 0210, pro výpočtovou venkovní teplotu  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$  a délku otopného období 220 dní. Výpočtem jsem určil celkovou tepelnou ztrátu domu  $Q_c = 6,776\text{ kW}$ . Pro výpočet potřeby energie na vytápění a přípravu TV jsem vytvořil výpočtový model klimatických podmínek v programu Microsoft Excel. Do kterého jsem získal pomocí programu Meteonorm roční hodinové zápisy venkovních teplot a teplot vstupní vody do potrubí. Celková potřeba energie na vytápění pro pokrytí celkových tepelných ztrát objektu a potřeby tepla na přípravu TV je  $Q_r = 19\,454\text{ kW}$ . Součástí topného systému je zásobník TV o objemu 200l a také akumulací zásobník tepla na otopnou soustavu o objemu 200l.

V další části své diplomové práce se zabývám samotným návrhem tepelného čerpadla. Jako chladivo jsem si zvolil zeotropní chladivo R407C. Výpočet oběhu tepelného čerpadla jsem provedl pomocí výpočtového programu Engineering Equation Solver (EES), ve kterém jsou vypočítány hlavní parametry tepelného čerpadla jako např. topný výkon, chladicí výkon, izoentropický příkon, entalpie a teploty tepelného oběhu čerpadla. Poté jsem dle vypočtených hodnot mohl určit průměry potrubí.

Další část je věnována volbě jednotlivých komponentů tepelného čerpadla, která jsou nezbytná pro funkci tepelného čerpadla, jako např. termostatický ventil, kompresor, výměníky tepla. Mnou navrhované tepelné čerpadlo má pro odběr tepla ze země zvolen jeden vertikální kolektor (vrt) o hloubce 105 m.

Investiční náklady na pořízení tepelného čerpadla se všemi komponenty a potřebnými pracemi činí 295 707 Kč, při splnění podmínek pro udělení dotace si můžeme požádat o dotaci na tepelná čerpadla, která pro tepelné čerpadlo země-voda činí 100 000 Kč. Tudíž celková cena s odečtením dotace činí 195 707 Kč. Provozní náklady tepelného čerpadla byly srovnávány se stávajícím plynovým kotlem, kde roční úspora činí 22 472 Kč. Návratnost tepelného čerpadla s využitím dotace vyšla na necelých 9 let, s tím že pokud budeme počítat životnost tepelného čerpadla, za 25 let budou uspořené náklady přes 360 000 Kč. Z environmentálního hlediska není tepelné čerpadlo tak výhodné oproti

stávajícímu plynovému kotli. Samotné tepelné čerpadlo sice neprodukuje žádné škodliviny do ovzduší, ale pro jeho provoz je potřeba elektrické energie z konvekční sítě, která je vyráběna v elektrárnách na fosilní paliva.

V poslední části své diplomové části je popsán modelový výpočet klimatických podmínek, od kterých se odvíjí teplota otopné vody, topný faktor, příkon kompresoru pro vytápění a ohřev TV.

Závěrem své diplomové práce bych chtěl poznamenat, že pořízení tepelného čerpadla země-voda má sice vysoké investiční náklady, ale v průběhu let se tato investice navrátí a bude to dobrá investice do vytápění a přípravy TV.

## 11. Použitá literatura

- [1] ŽERAVÍK, A. *Stavíme tepelné čerpadlo*. 1. Kroměříž: Žeravík A., 2003. ISBN 80-239-0257-X
- [2] Historie tepelných čerpadel. *Http://www.sinclairheatpumps.eu* [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.sinclairheatpumps.eu/cs/informace/historie-tepelnych-cerpadel/>
- [3] Historie a vývoj tepelných čerpadel v ČR a EU. *Asb-portal* [online]. 2009 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/tzb/vytapeni/historie-avyvoj-tepelnych-cerpadel-vcr-aeu?referer=Safari>
- [4] SRDEČNÝ, Karel. *Tepelná čerpadla*. 1. vyd. Praha: EkoWATT, 2009, 71 s. ISBN 978-80-87333-02-0.
- [5] Tepelná čerpadla pro každého (I). In: *Http://www.tzb-info.cz* [online]. 2002 [cit. 2015-01-11]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/953-tepelna-cerpadla-pro-kazdeho-i>
- [6] Geotermální vrty. *Ge-tra* [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <https://www.ge-tra.cz/problematiky/geotermalni-vrty>
- [7] ČSN 06 0210. *Výpočet tepelných ztrát budov v při ústředním vytápění*. 1994. ČKD DUKLA, a.s., Praha: Český normalizační institut.
- [8] Studijní podklady k předmětu AOZE
- [9] Měděné trubky. *Tzb-info* [online]. [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/36-medene-trubky>
- [10] Termostatický ventil TEV. *Eltex electronic* [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.eltex-km.cz/cs/e-shop/products/view/20/44-termostaticke-honeywell>
- [11] KP presostaty. *Danfoss* [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.danfoss.cz/productrange/refrigeration/pressure-switches-and-thermostats/kp-kp-e-kpu-kp-a-pressure-switches-standard-applications/#/>
- [12] Průhledítka. *VorcZ* [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.vorcZ.cz/pruhleditko-honeywell-sli16-16-mm-odf-pajeci/d-722/>
- [13] Oběhová čerpadla. *Bola spol. s.r.o.* [online]. 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: <http://www.bola.cz/elektronicke-obehove-cerpadlo-grundfos-alpha2-25-60.html>
- [14] KAMINSKÝ, J.; VRTEK M.; *Obnovitelné zdroje energie*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1998. 102 s. ISBN 80-7078-445-8.



[15]      *Tepelná čerpadla: Projektování a instalace*. Stiebel Eltron, 2003.

## **12.      Seznam příloh**

Příloha č. 1 – Výpočet oběhu tepelného čerpadla v programu EES

Příloha č. 2 – Technický a výpočetní list kompresor

Příloha č. 3 – Technický a výpočetní list výparník

Příloha č. 4 – Technický a výpočetní list kondenzátor

## **13.      Seznam výkresové dokumentace**

TC – RD – 01

Umístění TČ

TC – Z – 01

Zapojení systému

TC – STC – 01

Sestava tepelného čerpadla

## Příloha č. 1 – Výpočet oběhu tepelného čerpadla v programu EES

Q_t=8	"topný výkon"
T_v=-5	"vypařovací teplota (za výparníkem)"
T_k=60	"kondenzační teplota (za kondenzátorem)"
delta_T=5	"přehřátí a vypaření v kondenzátoru"
"výpočet pro chladivo R407C"	
po=Pressure(R407C;T=T_v;x=1)	"vypařovací tlak"
pk=Pressure(R407C;T=T_k;x=0)	"kondenzační tlak"
h1=Enthalpy(R407C;P=po;x=1)	"entalpie páry na vstupu do kompresoru"
h2=Enthalpy(R407C;P=pk;s=s1)	"entalpie páry po kompresi v kompresoru"
h23=Enthalpy(R407C;P=pk;x=1)	
h3=Enthalpy(R407C;P=pk;x=0)	
h4=h3	
s1=Entropy(R407C;P=po;x=1)	
s3=Entropy(R407C;T=T_k;x=0)	
s4=Entropy(R407C;P=po;h=h4)	
T1=Temperature(R407C;P=po;x=1)	
T2=Temperature(R407C;h=h2;P=pk)	
T23=Temperature(R407C;P=pk;x=1)	
T3=Temperature(R407C;P=pk;x=0)	
T4=Temperature(R407C;P=po;h=h4)	
qo=h1-h4	"hmotová chladivost"
qk=h2-h3	"hmotová topivost kondenzátoru"
aie=h2-h1	"izoentropická měrná práce"
m=Q_t/qk	"hmotnostní průtok chladiva"
epsT=qk/aie	"ideální topný faktor"
epso=qo/aie	
{epsT=epso+1}	
sigma=pk/po	"kompresní poměr"
Qt=m*qk	"Topný výkon"
Qch=m*qo	"chladicí výkon"
Pie=m*aie	"izoentropický příkon"
Kontrola=Qt-Qch-Pie	
"VYPOCET PRUMERU POTRUBI"	
{D1=15.919	"specifická hmotnost D1 pro -5°C"
D2=118.255	"specifická hmotnost D2 pro 60°C (plyn)"
D3=966.8	"specifická hmotnost D3 pro 60°C"
(kapalina)}"	
rho1=Density(R407C;T=T1;x=1)	
rho2=Density(R407C;T=T2;s=s1)	

$\rho_3 = \text{Density}(\text{R407C}; T=T_3; x=0)$

$V_1 = 1/\rho_1$

$V_2 = 1/\rho_2$

$V_3 = 1/\rho_3$

$m_{h1} = m \cdot 3600$

$w_{s1} = 8 \text{ [m/s]}$

$w_{v2} = 11 \text{ [m/s]}$

$w_{k3} = 0,5 \text{ [m/s]}$

$v_{s1} = m_{h1} \cdot V_1$

$S_{s1} = v_{s1} / (w_{s1} \cdot 3600)$

$d_{s1} = (\sqrt{4 \cdot S_{s1} / \pi}) \cdot 1000$

$v_{v2} = m_{h1} \cdot V_2$

$S_{v2} = v_{v2} / (w_{v2} \cdot 3600)$

$d_{v2} = (\sqrt{4 \cdot S_{v2} / \pi}) \cdot 1000$

$v_{k3} = m_{h1} \cdot V_3$

$S_{k3} = v_{k3} / (w_{k3} \cdot 3600)$

$d_{k3} = (\sqrt{4 \cdot S_{k3} / \pi}) \cdot 1000$

"objem chladiva na 1 kg"

"objem chladiva na 1 kg"

"objem chladiva na 1 kg"

"hmotnostní průtok chladiva"

"rychlost v sacím potrubí"

"rychlost ve výtlačném potrubí"

"rychlost v kapalinovém potrubí"

"sací objemový průtok kompresoru"

"průřez sacího potrubí"

"vnitřní průměr sací trubky"

"výtlačný objemový průtok"

"průřez výtlačného potrubí"

"vnitřní průměr výtlačné trubky"

"kapalinový objemový průtok"

"průřez kapalinového potrubí"

"vnitřní průměr kapalinové trubky"

## Copeland Selection Software

CHLADIVO

R407C rosný bod

Provozní podmínky:

vypařovací teplota:	-5,0°C
kondenzační teplota:	60,0°C
podchlazení:	4,0K
přeheátí v sání:	5,0K

požadovaný topný výkon:	8,0 kW
Doporučený kompresor:	ZH26K4E-TFD

### PARAMETRY PODLE ZADÁNÍ ZH26K4E-TFD údaje při 50 Hz

topný výkon kW	8,30
příkon kW	3,23
chl.faktor	2,57
proud 400V, A	5,43
hm. tok g/s	40,10
chladicí výkon kW	5,24

### MECHANICKÉ ÚDAJE KOMPRESORU

výkonnost, m <sup>3</sup> /h 10	délka/šířka, mm 243/242
výška, mm 400	hmotnost netto, kg 28
hr. hmotnost, kg 31	sací hrdlo, " 3/4
hrdlo výtlač, " 1/2	náplň oleje, lt 1,45
třída PED 1	vnitřní volný objem, lt 3,1
vysokotlaká PS, bar(přetl) 32	nízkotlaká TS, max., °C 50
rozměry základny (otvorů), mm 190 x 190 (8.5)	
hl.akustického tlaku v 1 m (HT), dB(A) 64	
hl.akustického výkonu (HT), dB(A) 75	
nízkotlaká PS, bar (přetl) 22.6	

### ELEKTRO ÚDAJE KOMPRESORU (380/420V - 3~ - 50Hz)

max. provozní proud, A 6.8	proud nakrátko, A 46
odpor vinutí 4.03	základní krytí IP 21 (IEC 34)

### PŘÍSLUŠENSTVÍ V DODÁVCE

pružné uložení	základní
----------------	----------

Select 7.13

Soubor Nastavení Zobrazení Nástroje Připojit Nápověda

**chladivo**  
R407C  
rosný bod  
**napájení**  
50 Hz 60 Hz  
380/420V - 3~ - 50Hz

**požadavek**  
8,00 kW  
**vlastní výběr**  
ZH26K4E-TFD

vypařovací teplota °C -5,00  
přehřátí sání K 5,00  
kondenzační teplota °C 60,00  
podchlazení K 5,00

**Kompresory** Kond.jednotky díly naše te

**Copeland Scroll**

MT Standard  
LT vstřík par  
LT nástřik kapaliny  
digitální  
LT Booster  
předěle verze

**vytápění**  
Standard  
vstřík par  
zpětné využití tepla  
předěle verze

**Copeland**  
Semi-Hermetic

**Stream**  
základní  
regulace výkonu  
digitální  
proměnlivé otáčky

**Copeland**  
Servisní kompresor  
předchozí generace Copeland

**ZH26K4E-TFD**

**údaje** tabulky omezení výkres nabídka pro výběr tisk/export technické údaje přísluší

VÝKON PŘI ZADANÝCH PODM. -5,0 / 60,0 °C

kompresor	ZH26K4E-TFD
topný výkon kW	8,37
příkon kW	3,23
chl.faktor	2,59
proud 400V, A	5,43
hm. tok g/s	40,10
chladič výkon kW	5,31

verze 7.13 / 42648 (10/16) Jednotky: S.I. Údaje mohou být změněny

	-25,0	-20,0	-15,0	-10,0	-5,0	0,0	5,0	7,0	10,0	12,5	15,0	20,0
	chladič výkon kW											
17,0	3,72	4,67	5,82									
20,0	3,62	4,55	5,68	7,04								
25,0	3,42	4,34	5,44	6,75	8,31	10,15						
30,0	3,22	4,11	5,17	6,44	7,94	9,69	11,75	12,65				
35,0	3,01	3,86	4,89	6,10	7,54	9,23	11,20	12,05	13,45	14,70	16,05	
40,0	2,79	3,61	4,59	5,75	7,12	8,73	10,60	11,45	12,75	13,95	15,25	18,10
45,0	2,56	3,34	4,27	5,38	6,68	8,21	10,00	10,80	12,05	13,20	14,45	17,15
50,0		3,07	3,95	4,99	6,22	7,67	9,36	10,10	11,30	12,40	13,60	16,15
55,0			3,61	4,58	5,74	7,10	8,69	9,40	10,55	11,60	12,70	15,15
60,0				4,16	5,24	6,51	8,00	8,67	9,75	10,70	11,75	14,10
65,0					4,72	5,90	7,29	7,91	8,92	9,83	10,80	
67,0					4,51	5,65	7,00	7,60	8,58	9,47	10,40	

### Příloha č. 3 – Technický a výpočetní list výparník

**Alfa Select General Liquid PED - [cek4]**

File Edit Actions Settings Tools Windows Help

R407 kond cek4 Heat Exchangers AlfaNova AlfaNova REF Evaporator

File Lq/Liq 2-phase Evap Cond Selection Information

Capacity: 5.580 [kW] Margin: 0.00 %

Liquid Cooling Vapourizing Direct expansion

SubC: 4.0 [K] Cond temp: 60.0 [°C]

In temp: 5.0 [°C] Out temp: 0.0 [°C] Evap temp: -5.0 [°C] SuperH: 5.0 [K] Out press: 3.836 [bara]

Flow: 0.2683 Flow: 0.0436 [kg/s]

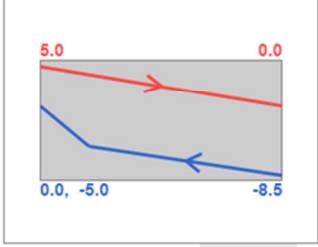
Max pr. drop: 50.00 Max pr. drop: 250.0 [kPa]

29.7% Ethanol R407C

Conc (%): 29.7

Mixture Profile

AlfaNova REF Evaporator Calculate



Options...

All Products PED

Hot inlet: S1

Designed for: REF inch

Regions: Europe

Results

#	Description	kW	%	kPa	kPa	Lead t	EUR	Note
1	AlfaNova 27-24H	5.580	0.0315	5.266	8.435	15	1108	
1	AlfaNova 52-20H	5.580	70.5	12.64	19.47	1	1477	
1	AlfaNova HP 27-24H	5.580	0.0321	5.266	8.435	15	1483	
1	AlfaNova HP 52-20H	5.580	70.5	12.64	19.47	20	1978	
1	AlfaNova 76-30H	5.580	165	1.577	3.378	1	3486	
1	AlfaNova HP 76-30H	5.580	165	1.577	3.378	1	4501	

Order / Quotation Specification

Description	Qty	Item id	Price/Unit
AlfaNova 27-24H	1	32870 0092 7	1108

Category Description Item id EUR

Feet etc.

Lifting Lug

Insulation

Coupling 1

Unit description

AlfaNova 27-24HS1S2ThreaExt1"S3S4Solde1 1/8"

No of units in parallel 1

Weight / unit 4.864 kg

Max design temp 5.0/ 5.0 °C

Max design pr. 5.000/ 5.000 bar

Clean k-value: 1633 Service k-value: 1633 W/(m²K)

Effective area: 0.5500 Total area: 0.6000 m²

Fouling: 0.000 Effective fouling: 0.001930 m²K/W

Margin: 0.00<M= 0.0315

Hot Side 29.7% Ethanol

Liquid Cooling

1\*12H 5.266< 50.00kPa

Dp(ch)=5.090 Dp(p)=0.006705/ 0.03788 kPa

Conn. 1/ 1 23.0/ 23.0 mm

In v(c/neck/ch)= 0.6720/ 0.3023/ 0.1163 m/s

Out v(ch/neck/c)= 0.1160/ 0.3014/ 0.6700 m/s

tau(wall)= 20.36 Pa

Cold Side R407C

Vapourizing

1\*11H 8.435< 250.0kPa

Dp(ch)=8.206 Dp(p)=0.01089/ 0.09010 kPa

Conn. 1/ 1 23.0/ 23.0 mm

v(c/neck/ch)= 2.855/ 1.401/ 0.5393 m/s

v(ch/neck/c)= 1.276/ 3.315/ 6.754 m/s

tau(wall)= Pa

	T (v/l)	P (bara)	Q	T (v/l)	P (bara)	Q
In	5.0			-8.1	3.920	0.4413
Out	0.0			0.0	3.836	2.000
Sat.			-5.0			
Twall min/max	-4.6/ 4.5 °C			Twall min/max	-5.0/ 4.5 °C	

Fluid composition

29.7% Ethanol 0.2683 kg/s

In v/l 0.000/ 0.2683

Out v/l 0.000/ 0.2683

R407C 0.04367 kg/s

In v/l 0.01927/ 0.02440

Out v/l 0.04367/ 0.000

## Příloha č. 4 – Technický a výpočetní list kondenzátor

Alfa Select General Liquid PED - Dvoracek1

File Edit Actions Settings Tools Windows Help

R407 kond Dvoracek1 Heat Exchangers AlfaNova AlfaNova REF Condenser

R407 kond Dvoracek1

File Lq/Lq 2-phase Evap Cond Selection

Capacity: 8.000 [kW] Margin: 5.00 %

Condensing Liquid Heating

Tgas in: 83.3 [°C]

Cond temp: 60.0 In temp: 50.0 [°C]

Out temp: 55.7 Out temp: 55.0 [°C]

Out quality: 0.000

In press: 25.28 [bara]

Out press: 25.28 [bara]

Flow: 0.0452 Flow: 0.3834 [kg/s]

Max pr. drop: 505.7 Max pr. drop: 100.0 [kPa]

R407C Water

Mixture Profile

AlfaNova REF Condenser Calculate

Options...

All Products

PED

Hot inlet: S4

Designed for: REF inch

Regions: Europe

Picture In/Outlets Temp. profile

Results

#	Description	kW	%	kPa	kPa	Lead t	EUR	Note
1	AlfaNova 27-50H	8.000	23.4	0.1191	2.068	1	1792	
1	AlfaNova 52-30H	8.000	10.4	0.5847	8.025	1	1865	
1	AlfaNova HP 27-50H	8.000	23.4	0.1191	2.068	15	2170	
1	AlfaNova HP 52-30H	8.000	10.4	0.5847	8.025	15	2366	
1	AlfaNova 76-30H	8.000	152	0.03373	1.150	1	3486	
1	AlfaNova HP 76-30H	8.000	152	0.03373	1.150	1	4501	

Order / Quotation Specification

Description	Qty	Item id	Price/U
AlfaNova 27-50H	1	32870 0093 1	1792

Category Description Item id

Feet etc.

Lifting Lug

Insulation

<b>Unit description</b>			
AlfaNova 27-50HS1S2ThreaExt1"S3S4Solde1 1/8"			
No of units in parallel	1		
Weight / unit	8.244 kg		
Max design temp	85.0/ 55.0 °C		
Max design pr.	5.000/ 5.000 bar		
Clean k-value:	1501	Service k-value:	1188 W/(m²K)
Effective area:	1.200	Total area:	1.250 m²
Fouling:	0.2000	Effective fouling:	1.759 m²K/W
Margin:	5.00<M= 23.4		
<b>Hot Side R407C</b>		<b>Cold Side Water</b>	
Condensing		Liquid Heating	
1*24H 0.1191< 505.7kPa		1*25H 2.068< 100.0kPa	
Dp(ch)=0.1000 Dp(p)=0.004406/ 0.001550 kPa		Dp(ch)=1.715 Dp(p)=0.01362/ 0.07735 kPa	
Conn. 1/ 1 23.0/ 23.0 mm		Conn. 1/ 1 23.0/ 23.0 mm	
In v(c/neck/ch)= 1.151/ 0.2588/ 0.09962 m/s		v(c/neck/ch)= 0.9351/ 0.2019/ 0.07771 m/s	
Out v(ch/neck/c)= 0.009626/ 0.02501/ 0.1112 m/s		v(ch/neck/c)= 0.07789/ 0.2024/ 0.9373 m/s	
tau(wall)= Pa		tau(wall)= 6.859 Pa	
In	T (v/l) 83.3/54.1	P (bara) 25.28	Q 2.000
Out	55.7	25.28	0.000
Twall min/max	51.4/ 56.3 °C		
<b>Fluid composition</b>		<b>Water</b>	
R407C	0.04524 kg/s		0.3834 kg/s
In v/l	0.04524/ 0.000		0.000/ 0.3834
Out v/l	0.000000002022/ 0.04524		0.000/ 0.3834